V CONGRESO PANAMERICANO DE FERROCARRILES

TOMO III

SECCION B

ABRIL 1946

MONTEVIDEO

◆

TALLERES GRAFICOS L.I.G.U.
CERRITO 740

SECCION B

MATERIAL Y TRACCION

PROGRAMA DE TRABAJO

Tema 5. — Unificación del material rodante: Altajes automáticos, frenos y perfiles máximos para el tráfico internacional.

Tema 6. — Combustibles: Carbón, petróleo, leña y sucedáneos. Dispositivos para su mejor utilización, en particular ceniceros y chisperos contra incendios.

Tema 7. — Características generales de los vehículos en el sentido de aumentar el confort de los pasajeros: Higiene, desinfección, alumbrado, aire acondicionado y medios para evitar el mal de altura.

Tema 8. — Dispositivos mecánicos adecuados que faciliten el intercambio de las mercaderías o del material en vías de trochas diferentes.

Tema 9. — Examen comparativo técnico y económico de los diferentes sistemas y nuevos métodos de tracción.

Tema 10. — Métodos para modernizar y aumentar la eficiencia de las locomotoras en servicio.

Tema 11. — Señalización eléctrica con señales luminosas en las cabinas de conducción.

Tema 12. — Mejoras en atalajes y frenos automáticos.

Tema 13. — Talleres de fabricación y reparación: Su ubicación, dotación y funcionamiento.



TRABAJOS PRESENTADOS

TEMA	NUMERO Y TITULO DEL TRABAJO	AUTOR	RELATOR
5	85.-Desarrollo de los frenos ferroviarios. Ventajas de los mecanismos de tracción y fricción. — ARGENTINA.	LEWIS J. MUSSER	RAFAEL MARCACCIO
5	96.-Unificación de material rodante: Atalajes automáticos y frenos. — ARGENTINA.	F. C. SUD Y OESTE DE Bs. As.	SIN RELATOR
6	33.-Combustibles. — BOLIVIA.	F. C. COCHABAMBA - SANTA CRUZ	R. G. MELROSE
6	62.-Combustibles. Dispositivos para su mejor utilización. Modificaciones a las locomotoras que queman fuel oil para quemar leña o carbón. — URUGUAY.	P. C. DEWHURST	JULIO ADER
8	25.-Intercambio del equipo de carga en vías de trochas diferentes. — CHILE.	ARMANDO DE LA CARRERA Y SIGFREDO PRETT	PAUL H. BERNIER
9	3.-Examen comparativo técnico-económico de los diferentes sistemas y nuevos métodos de tracción. — ARGENTINA.	F. C. SUD DE BUENOS AIRES	JULIO ADER
9	40.-Elementos de juicio sobre la electrificación de los ferrocarriles. — ARGENTINA.	GUSTAVO SOROJOVICH	JAIME SALLES
9	97.-Implantación del sistema de tracción Diesel eléctrico. — ARGENTINA.	F. C. SUD Y OESTE DE Bs. As.	SIN RELATOR
9	98.-Examen comparativo, técnico y económico de los diferentes sistemas y nuevos métodos de tracción: tracción Diesel y a vapor. — ARGENTINA.	F. C. SUD Y OESTE DE Bs. As.	SIN RELATOR
9	99.-Coches motores Diesel. Su utilización y resultados en servicios locales. — ARGENTINA.	F. C. SUD Y OESTE DE Bs. As.	SIN RELATOR
9	110.-Los problemas del transporte y su solución. — ESTADOS UNIDOS DE AMERICA.	W. J. CLARDY	SIN RELATOR

10	4.-Métodos para modernizar y aumentar la eficacia de las locomotoras en servicio. — ARGENTINA.	F. C. SUD DE BUENOS AIRES	JULIO ADER
10	57.-Teoría de contrapesos de equilibrio vertical en locomotoras a vapor. — ARGENTINA.	LIVIO DANTE PORTA	FELIX DE MEDINA
10	63.-Métodos para modernizar y aumentar la eficacia de las locomotoras. — URUGUAY.	THOMSON FAIRLESS	JULIO ADER
10	86.-Tendencias del equipo motriz ferroviario. — ESTADOS UNIDOS DE AMERICA.	RALPH P. JOHNSON	SIN RELATOR
10	87.-La locomotora Duplex de cuatro cilindros construída para el ferrocarril de Pensylvania. — ESTADOS UNIDOS DE AMERICA.	RALPH P. JOHNSON	SIN RELATOR
10	90.-Trasmisión del calor en las calderas de las locomotoras. — ARGENTINA.	LIVIO DANTE PORTA	SIN RELATOR
10	112.-¿Tracción Diesel o a vapor? — ARGENTINA.	LIVIO DANTE PORTA	SIN RELATOR
13	1.-Aplicación de los gráficos Gantt a las actividades ferroviarias. — CHILE.	F. SEPULVEDA	JULIO ADER
13	7.-Planta para fabricación y recuperación de estopada. — ARGENTINA.	F. C. CENTRAL ARGENTINO	R. G. MELROSE
13	74.-Normas sobre ruedas y ejes para coches y carros. — CHILE.	ARTURO MONTESINOS MONTALVA Y ENRIQUE SOLER VALENCIA	RAFAEL MARCACCIO
13	100.-Talleres de fabricación y reparación. Su ubicación, dotación, etc. — ARGENTINA.	F. C. SUD Y OESTE DE Bs. As.	SIN RELATOR

MIEMBROS DE LA SECCION

Presidente: *Ingeniero AGUSTIN GOYTISOLO FOWLER*

Secretario: *Ingeniero JULIO ADER*

Ingeniero:	*CARLOS ALBERTO PONSATI*	**Argentina**
»	*ERIC I. MAYNE*	»
»	*CARLOS E. MEAURIO*	»
»	*FRANCIS B. LOWRY*	»
»	*JAMES MAILER*	»
»	*CHAS CASE*	»
»	*GUSTAVO SOROJOVICH*	»
»	*E. MYATT*	»
»	*R. W. WALKER*	»
»	*NELS B. FORCHHAMMER*	»
Señor:	*LIVIO DANTE PORTA*	»
Doctor:	*ALBERTO J. LOPEZ ALBUIN*	»
Ingeniero:	*A. S. MAIRDEN*	»
Ingeniero:	*PAULO ANDRADE MARTINS COSTA*	**Brasil**
Ingeniero:	*ALEJANDRO IRIARTE MILLAN* ...	**Chile**
»	*ARMANDO DE LA CARRERA T.* ...	»
Ingeniero:	*JORGE J. HANDLEY*	**Estados Unidos**
»	*W. J. CLARDY*	»
»	*LEWIS J. MUSSER*	»
»	*FRANCISCO R. GAMBOA*	»
Ingeniero:	*CARLOS V. ARROYO*	**Colombia**
Ingeniero:	*MANUEL E. LUGARO*	**Uruguay**
»	*ARTURO FERRER*	»
»	*FELIX DE MEDINA*	»
»	*MARIO PEYRET*	»
»	*JAIME SALLES*	»
Cap. Navío	*RIVERA TRAVIESO*	»

SUB-COMISION

PARA EL ESTUDIO DE LOS TRABAJOS CORRESPONDIENTES AL TEMA 9

Señor: *JAMES MAILER*
Ingeniero: *CARLOS A. PONSATI*
» *FRANCISCO R. GAMBOA*
» *W. J. CLARDY*
» *JAIME SALLES*

VERSIONES TAQUIGRAFICAS

DE LAS SESIONES

SESION CELEBRADA EL DIA 6 DE ABRIL DE 1946, A LA HORA 9 Y 15

PRESIDENTE: *Ingeniero AGUSTIN GOYTISOLO FOWLER.*

SECRETARIO: *Ingeniero JULIO ADER.*

SUMARIO:

Consideración de los trabajos Nos. 1, 7, 74, 100, 4 y 57 de los Temas 13 y 10. — Nombramiento de una Sub-Comisión para el estudio e informe de los trabajos correspondientes al Tema 9.

1ª SESION

Asisten los señores Delegados: Carlos Alberto Ponsati, Eric I. Mayne, Francis B. Lowry, James Mailer, Gustavo Sorojovich, A. S. Mairden, por Argentina; Paulo A. Martins Costa, por Brasil; Armando de la Carrera, por Chile; Francisco R. Gamboa, Jorge J. Handley, Lewis Musser y W. J. Clardy, por Norte América; Félix de Medina, Jaime Sallés, por Uruguay. Asiste igualmente el señor Livio Dante Porta, Argentina en calidad de oyente.

SEÑOR PRESIDENTE. — Se declara abierto el acto. Para la debida tramitación de nuestro trabajo, vamos a respetar el órden cronológico de los asuntos presentados, agrupando, naturalmente los trabajos que correspondan a un mismo tema. Empezaremos pues con el número uno, Tema trece. Tenemos siete reuniones para considerar 20 temas y hay muchos que vienen sin informe de relator, por lo que habrá que leerlos integramente. Procederemos entonces a tratar el trabajo número 1, tema 13, «Aplicación de los Gráficos Gantt a las actividades ferroviarias», presentado el señor F. Sepúlveda, de Chile.

Sírvase leer el señor Secretario.

(Se lee).

SEÑOR SECRETARIO. — Debo aclarar que la última recomendación de mis conclusiones no figura en el texto del autor.

Yo me he permitido hacer esta sugerencia en virtud de la siguienrealidad: hay operarios que una vez obtenida una determinada remuneración, bajan su rendimiento, porque saben que su jornal no será rebajado. Creo, entonces, que es realmente interesante establecer jornales susceptibles de aumento, como estímulo y de rebaja, como medio de que su rendimiento no disminuya.

SEÑOR HANDLEY. — Pido la palabra. Antes de seguir adelante, deseo aclarar que yo figuro como formando parte de la Delegación de Estados Unidos, porque represento a la American Car and Foundry Co. pero procedo de la Argentina.

Señor Presidente. — ¿En que carácter habla?

Señor Handley. — En carácter de delegado de los Estados Unidos, y quería preguntar al señor Relator si se hace alguna referencia en ese trabajo a la diferenciación de tareas.

Señor Secretario. — Exactamente.

Señor Handley. — Esa sería la forma de obviar esa cuestión de que ganaran más o menos, según la capacidad de trabajo...

Señor Secretario. — Indudablemente por el trabajo que presenta el ingeniero Sepúlveda, se sabrá el rendimiento que está dando determinada persona en una tarea específica, pero después de eso habría que ir a la fijación de jornales, de acuerdo al rendimiento y a la especificación de las tareas, desde luego. Esa es una cosa que en muchos ferrocarriles existe, pero en otros no, y me parece interesante que el Congreso recomiende que en lo posible todos los ferrocarriles adopten ese criterio.

Señor Martins Costa. — Recomendar jornales especiales, no es recomendar un sistema de trabajo para cada obrero.

Señor Secretario. — ¿De jornal o de tarea?

Señor Handley. — Es evidente que es muy interesante el trabajo presentado y sería bueno ver los gráficos anexos.

Señor Presidente. — El que tenga interés puede verlos.

Señor Handley. — ¿Se refieren a hombre-día, máquina-día y producción comparada?

Señor Secretario. — Día-hombre en un caso y el otro, por número de horas de la máquina: máquina-día, o máquina-jornada.

Señor Mailer. — En la Argentina tenemos sueldos básicos y sabemos que los precios fijados desde hace mucho tiempo, son muy altos indudablemente y no es posible reducirlos. La producción es costosa. Podemos reducir ese costo si consiguiéramos una rebaja en los precios de los diferentes artículos fabricados. Hemos tratado y hemos tenido el apoyo del Estado para rebajar los precios, pero hasta la fecha ello ha sido imposible. Por esa razón, digo yo que sería muy interesante ver esos gráficos de la producción por hombre-día y máquina-día.

Señor Presidente. — A grandes rasgos, me parece muy interesante ese trabajo.

Señor Ponsati. — Una de las soluciones que se presentan en la ponencia para considerar la producción del hombre es la rebaja del jornal. Pero sería preferible el premio a la realización, a la mayor producción y no la rebaja, adoptando un básico de producción.

Señor Presidente. — La rebaja que puede traer la aplicación de este gráfico puede ocasionar trastornos y crear un problema en el manejo de los ferrocarriles.

Señor Ponsati. — La adopción del jornal básico debería contemplar las condiciones de trabajo del personal, mejorándolo de acuerdo con su producción.

Señor Secretario. — Para el estímulo.

Señor Handley. — Premios por mayor producción, conforme al porcentaje de hombre-día y máquina-día.

Señor Presidente. — Es lo único que interesa aquí, y lo otro es de libre determinación de las empresas. En Cuba, en los ferrocarriles se trabaja en formas distintas. Los ingleses en una, los americanos en otra y los nativos en otra. En Cuba nuestra Constitución contempla que a igual trabajo corresponde igual sueldo. Los fogoneros, por ejemplo, deben tener todos el mismo sueldo en un mismo sistema. En lo demás hay libertad completa. Si se quiere pagar más a un operario, se puede hacer, pero una vez que se establece el ascenso, se está obligado a mantenerlo.

Señor Ponsati. — Yo sugeriría que se aprobara solo la primera parte de la conclusión, dejando supeditado a las reglamentaciones de cada país y a los convenios, lo referente a jornales.

Señor Mailer. — En cuanto a los gráficos sobre almacenes, estimo deben llevarse en libretas, porque hay pocos ferrocarriles que ejecuten gráficos de sus existencias y salidas de materiales.

Con respecto a los consumos probables, son éstos tan variables, que la única manera eficaz de controlarlo, es que los jefes de almacenes siempre estén en contacto con los departamentos consumidores.

Señor Presidente. — Entonces quedamos en que solo debe aprobarse la primera parte de la resolución.

—Léase.

(Se lee:)

Informe del relator:

«Creo de capitalísima importancia la publicación de este valioso estudio, ya que él está relacionado íntimamente con la economía y la seguridad de la prestación de un buen servicio.»

Señor Presidente. — Estimo que el concenso es recomendar que se establezcan gráficos de esta naturaleza para el estudio del rendimiento de las unidades hombre-día y máquina-día.

En lo referente a los gráficos para almacenes, el señor Case sugiere la idea de que se pueda llevar igualmente en libros. Esto conviene dejarlo al arbitrio de cada empresa.

En el ferrocarril en que yo laboré no lo llevaba en libros, sino en tarjetas y gráficos.

Se da entonces por aprobada la primera parte de la conclusión. (Aprobada).

Vamos a considerar ahora el trabajo número 7, tema 13: «Planta para fabricación y recuperación de Estopada.»

Léase el informe.

(Se lee):

Señor Myatt. — Antes se usaba un líquido solvente y se ha tenido éxito con el cambio y es mucho más barato que con el solvente.

Señor Presidente. — Si no se hacen observaciones con relación a este trabajo, se dará por aprobado.

(Aprobado).

Ahora corresponde entrar a considerar el trabajo número 74, tema 13: «Normas sobre ruedas y ejes para coches y carros», de los señores Montesinos Montalva y Soler Valencia.

Léase el informe.

(Se lee):

SEÑOR PONSATI. — Pido la palabra.

Es indudable que llegar a la normalización de los ejes es un problema interesantísimo, dentro de los ferrocarriles. Pero aquí no se dice, y para mí es un punto fundamental el llegar a esa normalización, cualquiera sea el procedimiento que se adopte con tendencia a la limitación en el número de las dimensiones de cada uno de esos ejes.

En la Argentina se ha iniciado ya en algunos ferrocarriles el estudio de esa standardización. Se ha llegado a establecer más o menos, tres tipos de eje. El mismo problema se ha planteado para el rodado. Creo que lo que decimos para ejes y rodados puede ser extensivo a todo el material rodante: la normalización desde el punto de vista de las dimensiones, tendiendo a limitar el número de ejes distintos y no su estudio para cada vehículo, de acuerdo a las cargas que en cada caso deben soportar, haría más fácil y más económica la explotación del ferrocarril. La limitación del número de repuestos a bajo precio y muy pocas unidades distintas, es un problema que entiendo debe encararse decididamente.

SEÑOR PRESIDENTE. — Creo que la standardización de todo el material para cualquier clase de ferrocarriles, es una tendencia muy necesaria y conveniente.

SEÑOR PONSATI. — No solamente refiriéndonos a los ejes, sino a todas las características del material rodante. Hay una conveniencia grande en que todos los vagones, por ejemplo los cubiertos, sean iguales, o, a lo sumo, reducidos a dos tipos.

SEÑOR PRESIDENTE. — Cada país tiene un sistema distinto. En Cuba tenemos tipos de carros que aquí no tiene aplicación, como es la jaula.

Estoy de acuerdo en que se llegue a la uniformidad, porque como dice el señor Delegado suprime una cantidad de repuestos. Yo iba a presentar un trabajo en este sentido, cosa que no pude hacer porque el que presenté, me llevó demasiado tiempo y disponía de poco, sobre standardización de vías férreas en América.

SEÑOR PONSATI. — Lo fundamental, me parece, es encarar el problema económico de la explotación de los ferrocarriles en el futuro. La competencia con el camino indudablemente viene, y es reduciendo los gastos de explotación como se va a tener la posibilidad de competir con el camino. La reducción de elementos en almacenes, significa la reducción de un capital enorme.

SEÑOR PRESIDENTE. — De un capital que no produce.

SEÑOR HANDLEY. — En lo que se refiere a la standardización de medidas en ejes, ya hay un estudio iniciado desde años atrás. La dificultad consiste en que muchos ferrocarriles quieren salir de las me-

didas en pulgadas, por una razón muy lógica; tienen sistemas métricos en sus países. Los ejes clásicos de 4 ½" × 8", 5" × 9", 5 ½" × 10", para las distintas cargas de 30, 40 y 50 toneladas, ya, en realidad, forman una standardización. La standardización se resiente cuando, saliéndose de la pulgada, se va a la medida en milímetros, como ha pasado con el ferrocarril Argentino. En él se ha estudiado un tipo de eje especial que es de 118 × 223 mm .y que no encaja en ninguno de los clásicos de 4 ½" × 8", 5" × 9", etc.

Señor Presidente. — Es cuestión de adopción. Hasta ahora no ha habido uniformidad en la adopción del sistema métrico. En Cuba tenemos el sistema métrico-decimal, como básico. Sin embargo, usamos la pulgada. Estimo que hay que llegar, en definitiva, a un sistema único. Estados Unidos no tiene el sistema métrico. En Europa, salvo Inglaterra y España, se ha adoptado el sistema métrico en Francia, Suecia, etc. Para mí es el ideal. No tengo criterio personal en esa materia, pero creo que el sistema métrico es el ideal.

Señor Ponsati. — Nosotros tenemos en la Argentina el sistema métrico-decimal. Los ejes que llegan para el material rodante han sido especificados originariamente en medida inglesa. La exigencia de nuestro gobierno radica en que en los documentos oficiales deberán llevar el sistema métrico-decimal como especificación. De manera que la simple conversión de un número a otro resuelve el problema.

Señor Handley. — En la Argentina no han reducido el 4 ½" × 8" al equivalente en milímetros; se ha modificado el eje y eso es lo que resiente la standardización.

Señor Ponsati. — Los Ferrocarriles del Estado, como los demás, están en estos momentos tratando de reducir el número de sus ejes a 3 de los 8 distintos, que tiene en la actualidad. De ahí puede ser que las dificultades se limiten con la creación de ejes especiales, porque las variantes son muy pequeñas con respecto a la medida inglesa, y la aplicación en la caja de engrase, en general, es posible.

Señor Presidente. — Esta es una labor futura. La standardización se puede acoplar en forma tal, que haya correspondencia de una con relación a la otra.

Señor Gamboa. — Como antecedente de interés para los fundamentos económicos de la standardización, tal vez conviniera agregar esto: la Universidad de Illinois de Estados Unidos, ha hecho pruebas sobre este aspecto, y ha alcanzado a sentar, lo que se podría denominar, una ley actuarial de duración para determinadas condiciones de vías, con una cantidad dada de curvas, cruzamientos, etc., y ha llegado a establecer cuál es el máximo de vida, antes de que se produzca fatiga del material por una u otra razón. Y entonces, es evidente, que se puede disminuir al conocer las condiciones de cada vía, el costo extraordinario de la inspección que, de otra manera, sería necesaria. En verdad, la fatiga misma en el eje procede muchísimo más de fenómenos vibratorios o cargas dinámicas, que de la carga estática que soporta. Entonces, esta ley actuarial tiene una importancia considerable

para llegar a reemplazar ejes que hayan cumplido su edad actuarial de vida útil con el número de ciclos de trabajo que hayan realizado.

SEÑOR MARTINS COSTA. — Encuentro muy bien la conclusión a que se ha llegado, es decir, la publicación de este trabajo en el libro del V Congreso Panamericano. Si fuéramos a estudiar todo lo que se refiere a este asunto, no acabaríamos más.

SEÑOR PRESIDENTE. — Si no hay observaciones se va a votar si se aprueba la conclusión a que se ha llegado sobre este problema.

(Aprobada).

—Pasamos ahora a considerar el trabajo número 100: «Talleres de Fabricación y Reparación. Su ubicación y dotación».

SEÑOR SECRETARIO. — Sobre este trabajo no hay ninguna conclusión.

(Se lee el mismo).

SEÑOR HANDLEY. — Se podría publicar como contribución interesante.

SEÑOR PRESIDENTE. — Si no hay observación, así se hará, es decir, se le dará publicación.

(Aprobado).

—Pasamos ahora a tratar el Tema 9, donde se encuentra el trabajo número 3.

SEÑOR PONSATI. — Hay extraordinaria similitud entre este trabajo y otros presentados. Para economizar tiempo, tal vez se podría conversar de todos a la vez, porque, repito, tratan del mismo problema.

SEÑOR PRESIDENTE. — Efectivamente, están los trabajos números 3, 40, 97, 98 y 99, estos tres últimos, presentados fuera de tiempo.

SEÑOR MARTINS COSTA. — Todos esos trabajos podrían discutirse conjuntamente.

SEÑOR PONSATI. — Yo propongo el nombramiento de una Sub-Comisión para que estudie esos 5 trabajos y luego informe.

SEÑOR MARTINS COSTA. — Eso sería lo más práctico.

SEÑOR PRESIDENTE. — Podríamos tratar el número 40, separadamente y los otros en conjunto.

SEÑOR SECRETARIO. — El número 40 es un tema sobre ferrocarriles eléctricos.

SEÑOR PRESIDENTE. — Entonces podríamos designar una sub-comisión para que estudie todos esos trabajos y luego informe. Esa subcomisión quedaría integrada con los señores delegados Mailer, Ponsati, Gamboa y Clardy.

(Aprobada).

Se procederá ahora a leer el trabajo número 40: «Elementos de juicio sobre la electrificación de ferrocarriles». Autor, señor Gustavo Sorojovich.

SEÑOR SOROJOVICH. — Tengo entendido que el relator tiene interés en presentar el trabajo personalmente. Lo acabo de llamar por teléfono y me ha dicho que llegará dentro de unos minutos.

SEÑOR PRESIDENTE. — Entonces vamos a tratar el trabajo número

4, tema 10: «Métodos para modernizar y aumentar la eficacia de las locomotoras». Léase.

(Se lee):

SEÑOR PRESIDENTE. — ¿Algún señor delegado desea hacer uso de la palabra con relación a este trabajo?

SEÑOR PONSATI. — Creo que es similar a uno que ya hemos tratado.

SEÑOR PRESIDENTE. — Podríamos resolver: darse por enterado y que se publique.

(Apoyado).

—Entonces queda aprobado en esa forma.

(Aprobado).

Corresponde considerar el trabajo número 57, tema 10: «Teoría de contrapesos de equilibrio vertical en locomotoras de vapor». Autor: señor Livio Dante Porta.

SEÑOR DE MEDINA. — Pido la palabra. Como la Comisión tiene mucho trabajo, trataré de resumir en qué consiste el interesante trabajo presentado por el señor Porta, con respecto a una teoría matemática exacta, o, por lo menos, que tiene en cuenta muchas de las condiciones reales de un trabajo sobre contrapesos de equilibrio vertical en locomotoras de vapor.

El punto de partida del trabajo del señor Porta es una determinación exacta de la fuerza de inercia de la biela. El consigue una fórmula para la componente vertical de todas las fuerzas que actúan sobre el eje deducido por el método de Lagrange, que entiendo es de lo más perfecto que hay hasta la fecha.

Ahora, como principio en que apoya su trabajo, está visto que se presta a la discusión. Sostiene que el balance de la masa reciprocante debe ser eliminado. Tengo entendido que hay alguna tendencia en ese sentido en los constructores de locomotoras.

Dice el autor del trabajo que el balance horizontal solamente se obtiene, salvo casos excepcionales, si se dispone de otras masas alternativas con contrapeso en las ruedas, y que esto no hace nada más que aumentar el martilleo, precisamente por la parte no equilibrada del contrapeso horizontal. La técnica usual consiste en tomar una fracción de esa masa reciprocante para regular el balance. El autor de este trabajo desecha ese principio; propone que eso se deje de lado y que solamente se emplee caída en el balance vertical de la componente de la fuerza. Ese es el principio, diremos, básico del trabajo.

Lo que queda ahora, es únicamente el método matemático muy bien desarrollado, en donde el autor ha tenido el patrocinio del Instituto de Matemáticas de Rosario. En él se resuelve simplemente el problema de equilibrar, de la mejor manera posible, esa componente vertical, equilibrada, desde luego, por medio de un contrapeso. Ese contrapeso, que se agregará a los contrapesos de la masa restante del eje en la forma conocida, depende de dos parámetros matemáticos, o sea la masa y el ángulo de giro.

Para determinar este parámetro con el principio de hacer mínima

la oscilación vertical del eje, el autor preconiza o expone un método gráfico basado en el cálculo de las variaciones, muy interesante, y en el que fué asesorado por el Instituto de Matemáticas de Rosario, cuyo director es el doctor Beppo Levi, y que lo lleva a resultados prácticos buenos, que el autor todavía completa con un ejemplo tomado del estudio de la locomotora moderna «Coronation» del London Midland and Scotish Ry.

Yo digo aquí, para terminar, que este trabajo es una muestra elocuente de lo valioso que resulta la contribución de la ciencia para la resolución de problemas de evidente interés, justificando el autor, en el costo elevado de las locomotoras y explotación de las vías actuales, el tiempo que insumiría el cálculo del equilibrado por el método que propone, que indudablemente llevaría tiempo. Entiendo que el interés del trabajo es evidente, y me atrevo a recomendar que, además de disponerse su publicación en el libro del Congreso, se recomiende especialmente su estudio, en forma especializada a los constructores de locomotoras, que son los que pueden darse cuenta de la importancia de este nuevo método.

SEÑOR PORTA. — Pido la palabra. — Como autor del trabajo, me pongo a disposición de los señores componentes de esta Comisión, con el objeto de aclarar cualquier duda o dar informaciones tendientes al mejor estudio del mismo. Especialmente, creo que puede interesar a la delegación norteamericana, que ha tenido serios problemas con el equilibrado de sus locomotoras, porque allí se ha debatido hasta hace poco aquello del «simple balance» y el equilibrado para hacer mínimo el factor impacto. En Estados Unidos se está tratando de reducir ese impacto principalmente, desde el punto de vista de la vía, etc., y esa es la razón que me ha guiado como principio fundamental a hacerlo, es decir, reducir en lo posible el esfuerzo a que se somete a las vías, indicando que la conservación es un elemento determinante para la elección del sistema a emplear.

En cuanto a la cuestión del equilibrado de las masas alternativas que son las que ocasionan movimientos parásitos en las locomotoras, yo diría, como lo digo en el trabajo, que es una cuestión sobre la cual habría que consultar la opinión de los distintos delegados, en el sentido de la proposición que se hace, y que me parece importante; sobre su transformación total, y pediría al señor Presidente, si es posible, que en este momento se hiciera un pequeño debate sobre el particular.

SEÑOR PRESIDENTE. — Cualquier delegado que desee intervenir en este debate, puede hacerlo.

SEÑOR DE MEDINA. — Para ello tendrían que conocer el trabajo.

SEÑOR HANDLEY. — Voy a recomendarlo a nuestro compañía, para estudiarlo.

SEÑOR PRESIDENTE. — Para evitar llegar a conclusiones sin estudio previo, lo mejor sería designar dos miembros de esta Comisión para que estudien ese trabajo e informen esta tarde.

Señor De Medina. — En una tarde no se puede leer; es un estudio teórico; yo he empleado más de quince días para estudiarlo. Habría que considerar, como dice el autor del trabajo, la cuestión del principio. Hay dos puntos: la cuestión del «simple balance» y la cuestión del procedimiento que propone el autor para hacer con ese principio el cálculo de variaciones. Ese es un trabajo completamente matemático.

Señor Presidente. — Es muy difícil llegar a esa recomendación sin un estudio previo. Sería interesante efectuar ese cambio de ideas, aprovechando la presencia de los que puedan interesarse por se trabajo. Tal vez conviniera dejarlo para una de las últimas sesiones, y designar algunos señores delegados para que informen.

Señor De Medina. — Si hubiera sabido que el autor del trabajo nos iba a honrar con su presencia, no hubiera distraído la atención de ustedes con ese informe.

Señor Presidente. — Entonces, este trabajo quedará sobre la Mesa, para ser tratado en la sesión del viernes do la semana próxima, por la mañana, en primer término.

Señor Mailer. — Este trabajo podría recomendarse tanto a los fabricantes de locomotoras como a los ferrocarriles interesados, porque lo que propone el autor es algo muy radical; es una variación completa al concepto actual.

En los estudios nuestros hemos llegado ya al 25 % o 30 % de las partes reciprocantes, y hemos podido reducir el martilleo a 0.8 por tonelada.

Este es un tema sobre el que están muy interesados los ingenieros de vía y obras.

De modo que opino que debe ser publicado como un buen trabajo y recomendado a los fabricantes de locomotoras y a los ferrocarriles en particular.

Señor Porta. — Me pongo a disposición de los que se interesen para platicar fuera de sala sobre el tema.

Señor Presidente. — En vista de que el presente trabajo no puede se restudiado y juzgado en el tiempo que disponemos y teniendo presente la opinión del señor relator, mociono en este sentido: «Se recomienda su publicación dejando librado su estudio a las firmas constructoras de locomotoras». Si no se hacen observaciones se dará por aprobada.

(Aprobado).

En este momento debemos suspender la sesión para volvernos a reunir a las 14 y 40. Queda terminado el acto.

(Así se hace, levantándose la sesión).

SESION CELEBRADA EL DIA 6 DE ABRIL DE 1946, A LA HORA 15 Y 55

Presidente: *Ingeniero AGUSTIN GOYTISOLO FOWLER.*

Secretario: *Ingeniero JULIO ADER.*

SUMARIO:

Consideración y aprobación de los trabajos Nos. 97, 98 y 99; 40, 25, 33, 62, 85, 90 y 96, de los Temas 5, 6, 8 y 9.

2ª SESION

Asisten los Señores Delegados: Carlos Alberto Ponsati, Eric I. Mayne, Francis B. Lowry, James Mailer, Gustavo Sorojovich, A. S. Mairden, por Argentina; Paulo A. Martins Costa, por Brasil; Armando de la Carrera, por Chile; Francisco R. Gamboa, Jorge J. Handley, Lewis Musser, W. J. Clardy, por Norte América; Félix De Medina, Jaime Salles, por Uruguay, y de oyentes los Sres. Porta y López Albuin, de la Argentina.

Señor Presidente. — Se declara abierto el acto.

Se concede la palabra al señor delegado de la Argentina, Sr. Ponsati.

Señor Ponsati. — Hemos procedido, de acuerdo al mandato conferido hoy, a leer los temas 97, 98 y 99, presentados fuera de término.

El trabajo 97 es de carácter informativo sobre implantación de un sistema de tracción Diesel eléctrica en los ferrocarriles Sur y Oeste de la República Argentina. En él se hace una reseña de las unidades de los equipos que se poseen.

El trabajo 98 se refiere a estudios técnicos económicos, suministrándose datos estadísticos relativos a la explotación de las unidades Diesel-eléctricas y su comparación con los servicios similares de las locomotoras de vapor, su utilización, gastos directos de explotación, etc.

El trabajo 99 trata de los coches motores en el servicio de los Ferrocarriles Sud, Oeste y Bahía Blanca Noroeste, de la Argentina: sistema de reparaciones comunes a las tres empresas, creación de un taller único de reparaciones y dotación de máquinas de tipo especial para calibrado.

Con respecto a estos tres trabajos, la Sub-Comisión aconseja su publicación como material de interés general, pues facilita elementos de juicio para otros ferrocarriles, que tengan un problema similar.

Señor Porta. — Tengo un trabajo que estaba anunciado para este Congreso, pero lo terminé recientemente hoy y se titula: «¿Tracción Diesel o a vapor?» No sé cómo podrá encuadrarse dentro

del tema que estamos tratando. En resumen, puede decirse que es un trabajo completo en todos sus aspectos, especialmente en el económico, de las distintas fuentes de energía para remolcar trenes, donde los problemas técnicos son de importancia.

Dejo, pues, a criterio del señor Presidente el destino que se le deba dar a este trabajo, que es muy voluminoso.

Señor Presidente. — Es de lamentar no haya hecho estas manifestaciones hoy por la mañana, para que pasara a estudio de la Sub-Comisión que se designó para considerar diversos temas relacionados con sus manifestaciones.

Señor Ponsati. — Pediría, señor Presidente, que formara parte de esa Sub-Comisión, también, el señor Mailer.

Señor Presidente. — Muy bien, aceptado.

Señor Porta. — Este es un asunto nuevo.

Señor Presidente. — Con respecto a los tres trabajos recientemente informados por el señor Ponsati, deberíamos resolver darse por enterados y que se publiquen; así quedarían terminados estos tres asuntos, y en cuanto al trabajo del señor Porta, lo pasaremos a la Sub-Comisión, para que lo estudie conjuntamente con el otro que ha quedado pendiente.

Señor Secretario. — El mismo rumbo llevaría el trabajo número 3, que está pendiente.

Señor Presidente. — Con respecto a los tres trabajos informados por el señor Ponsati, se podría resolver: darse por enterado y que se publiquen.

(Aprobado).

Sobre el número 3 no hay informe. Es un «Examen comparativo técnico-económico de los diferentes sistemas y nuevos métodos de tracción».

Señor Ponsati. — Sobre este trabajo, nada hemos estudiado aún.

Señor Presidente. — Entonces vamos a dejarlo pendiente. Oiremos al relator del trabajo número 40, dándose antes lectura al mismo.

(Se lee:)

Tiene la palabra el señor Sallés.

Señor Sallés. — El trabajo del ingeniero Sorojovich, comprende varios puntos, todos encaminados a poder determinar en una forma relativamente simple y mediante una fórmula que establece en su estudio, una comparación técnico-económica entre la tracción común a vapor y la tracción eléctrica. Estudia el autor extensamente las diferentes formas de electrificación. Trata, especialmente, el caso de electrificación mixta, vale decir, con el sistema Diesel eléctrico y luego hace un estudio generalizado sobre costo de la tracción puramente eléctrica, con una central fija.

Recalca especialmente las ventajas de orden térmico que se obtienen en la generación de la energía, pero puntualiza que el principal inconveniente que ha limitado hasta ahora la electrificación de los ferrocarriles es el elevadísimo costo que tienen todas las instalaciones fi-

jas. Plantea, también, las circunstancias en las cuales se establecería un equilibrio de costo entre la tracción puramente a vapor y la tracción eléctrica y llega a determinar, para el caso de electrificación mixta, qué número mínimo de trenes produciría el equilibrio de costo. Con un número mayor de trenes se tendría, entonces, ventajas para la tracción eléctrica.

Para mí, el trabajo tiene interesantísimo valor, porque expone en una forma clara y accesible los principales puntos que deben tomarse en cuenta para un estudio previo de electrificación. Digo un estudio previo, por cuanto es indispensable orientarse bien en este problema y, especialmente, por la existencia de múltiples factores que pueden escapar al criterio de las personas no especializadas en ello.

Termina su trabajo con una enumeración muy detallada de los elementos a tomar en cuenta y presenta, finalmente, una fórmula que podría servir como iniciación de un estudio para determinar la conveniencia de la electrificación.

Señor Martins Costa. — ¿No llega a ninguna conclusión?

Señor Sallés. — No sé si sería posible leer todo el trabajo, porque es un poco largo.

Señor Ponsati. — Yo creo que correspondería tener en cuenta la información presentada por el señor Relator, pero sería interesante, ya que se presentan trabajos más o menos semejantes, pasarlos a la Sub-Comisión para su estudio.

Señor Sorojovich. — Es cierto que este trabajo toca ciertos puntos incluídos en otros, en forma general, pero aquí se hace un estudio comparativo entre los diferentes sistemas de tracción que hoy día conocemos. Mañana llegarán otros. En estos momentos, nosotros tenemos como principales sistemas, la tracción a vapor, Diesel, Diesel eléctrica y eléctrica. He tratado, en este estudio, de establecer un paralelo entre los diferentes sistemas que abarca la tracción en todos sus aspectos.

Es cierto que en otros trabajos se trata de mejorar ese sistema de tracción a vapor, como también las ventajas que presenta la tracción Diesel o Diesel eléctrica, pero en ninguno de ellos se establecen paralelos o estudios comparativos; y tampoco un estudio tan detallado técnico-económico de todos los sistemas que tienen relación con la tracción. Entiendo yo que mi estudio abarca todo lo que se refiere a tracción, mientras los otros son estudios parciales de los diferentes sistemas.

Señor Ponsati. — Sin perjuicio de lo que nos ha dicho el autor, que no deja de ser interesante, creo que el trabajo está orientado hacia un problema de solución dentro de los distintos medios de tracción. Es precisamente la materia de estos otros trabajos; y es, relacionándolo con ellos, que yo había pedido su postergación, para ser estudiado por la Sub-Comisión, ya que me parece del mismo orden, y las conclusiones que se deduzcan de él pueden tener reflejos sobre la situación de los otros.

Señor Presidente. — Si los señores delegados están de acuerdo,



este asunto pasará a estudio de la Sub-Comisión y se tratará en la sesión del viernes de la semana próxima.

SEÑOR SOROJOVICH. — Con respecto a los trabajos 3 y 40 propondría que el Ing. Sallés integre la Sub-Comisión.

SEÑOR PRESIDENTE. — Muy bien. Aceptado.

SEÑOR PORTA. — Antes de terminar este tema, que es el problema crucial de la tracción en ferrocarriles, el más importante de todos, me parece que sería bueno establecer un debate sobre ese trabajo.

SEÑOR PRESIDENTE. — Se ha resuelto que los problemas que pueden dar lugar a debate pasen primero a estudio de la Sub-Comisión.

Corresponde considerar ahora el trabajo Nº 25: «Intercambio de equipos de carga en vías de trochas diferentes», presentado por la delegación de Chile.

Léase. (Se lee:)

SEÑOR PRESIDENTE. — Quiero ampliar este informe. Esto yo lo he practicado con éxito. He efectuado el intercambio de vía 27 ¾" a 36".

SEÑOR PONSATI. — No en todos los casos sería admisible lo que se propone en ese trabajo; se puede hacer el intercambio de la trocha media a la trocha ancha, por ejemplo, pero no de la trocha ancha a la media, para la cual existen dificultades por los perfiles del material rodante y el máximo que permiten las obras de vía.

SEÑOR PRESIDENTE. — El país nuestro es excepcional por lo llano.

SEÑOR PONSATI. — La dificultad que encuentro, es para cuando se debe pasar de una trocha mayor a una trocha menor.

SEÑOR PRESIDENTE. — Yo he operado en un ferrocarril que posee la vía más estrecha que existe en Cuba; no digo en el mundo, porque en el Brasil las hay más estrechas. Nosotros operamos en 27 3/4 pulgadas. Se han efectuado operaciones aisladas entre vía ancha y vía estrecha, y de estrecha a ancha, con éxito. Considero, pues, un trabajo perfectamente factible en un país llano como Cuba, aunque la moderna técnica aconseja los «containers».

SEÑOR PONSATI. — ¿Y las obras de vía, tales como puentes, etc.?

SEÑOR PRESIDENTE. — Estaba todo preparado para eso en los tramos en que se ensayó.

SEÑOR PORTA. — Yo voy a decir que este problema se ha explotado con un criterio de propaganda, respecto del público. Existe, entre la gente no técnica, la sensación de que la velocidad es una cosa incompatible con la trocha angosta, porque parece que con vías tan estrechas el vehículo hace un movimiento peligroso. De manera que la experiencia de pasar vagones grandes y anchos a trochas angostas, como acaba de señalar el señor Presidente, es muy efectiva para demostrar la seguridad de la velocidad en las trochas angostas.

SEÑOR PRESIDENTE. — En trochas angostas he operado de 25 a 40 y en las anchas a 50 y 60 kilómetros por hora.

Para terminar con este asunto, creo que debemos votar en sentido de darse por enterado y que se publique.

(Apoyado).

Queda, entonces, aprobado en esa forma.

Corresponde tratar el trabajo Nº 33. «Combustibles». Autor F. C. Cochabamba-Santa Cruz.

Señor Secretario. — El relator de este trabajo lo ha devuelto sin informar, de manera que sería conveniente dar lectura al trabajo.

(Se lee:)

Señor Presidente. — Este es un trabajo meramente informativo y de interés puramente local.

Señor Ponsati. — Propongo como resolución: «por enterados».

Seño Presidente. — Si no hay observación, queda aprobada la moción del señor Ponsati, es decir, darse por enterado, sin publicarse.

(Aprobado).

Vamos a pasar al trabajo número 62. «Combustibles. Dispositivos para su mejor utilización. Modificación a las locomotoras que queman fuel-oil para quemar leña o carbón». Léase.

(Se lee:)

Señor Handley. — Podría resolverse darse «por enterado».

Señor Presidente. — Estimo que la reseña que se hace se refiere a trabajos de emergencia. La leña la he usado como necesidad, pero no como algo aconsejable. Por consiguiente, la opinión mía coincide con la del señor miembro informante. Entonces, la proposición es: darse por enterado y que se publique.

Señor Porta. — Voy a decir algo relativo a este asunto del combustible, pero que no tiene mucha relación con el trabajo que acaba de leerse. Se trata de la forma en que se prepara el fuego en las locomotoras, y la forma de economizar combustibles. Sé positivamente que en muchos ferrocarriles el fuego de la locomotora se prende con carbón. De esa manera, hasta que se logra formar el espesor de combustible para soportar a veces un arranque muy difícil, se gasta mucho carbón.

En algunos ferrocarriles de la Argentina, se usa un medio que parece el más eficaz y rápido, porque en la forma anterior la preparación del fuego exigía por lo menos una hora por locomotora que debe hacer un servicio exigente. El sistema que se preconiza es el siguiente: se arma el fuego, se tiene la locomotora prendida con algunos trozos de leña y, en último momento, se le adiciona una capa de 40 o 50 cms. de quebracho campana, que arden fácilmente y que es susceptible de responder instantáneamente a un esfuerzo de la máquina. Sobre esa capa de quebracho, que mantiene el fuego completamente libre de escoria y asegura la producción del vapor, se arma el fuego de carbón. Eso exige apenas diez minutos para hacer y tener el fuego en condiciones de efectuar un arranque al máximo de potencia de la caldera, sin gran esfuerzo para el foguista.

Me parece que es un punto importante para economizar carbón, ya que se dice que las locomotoras a vapor suelen gastar una parte importante de su combustible en la preparación y desecho del fuego.

Señor Ponsati. — Creo interesante lo que dice el señor Delegado, pero deseo hacer una observación sobre lo que debe ser, a mi juicio, el

encendido de una locomotora. No es posible, por razones de orden técnico de conservación de la misma máquina, pretender obtener presión en ella en un plazo de 10 minutos.

SEÑOR PORTA. — No me refiero a la presión, sino al mantenimiento de la misma en la máquina. Cuando ésta queda con presión en el galpón, con dos o tres atmósferas menos que las de trabajo. La locomotora va del galpón a la cabeza de los trenes y ahí es donde se arma el fuego. El recorrido de máquino sola no es un esfuerzo para ella, a presión reducida.

SEÑOR PONSATI. — No es entonces el encendido.

SEÑOR PORTA. — No es propiamente el encendido.

SEÑOR PONSATI. — El señor Porta se refirió sin embargo al encendido.

SEÑOR MAILER. — No es en todas partes de la Argentina donde se encuentra por otra parte quebracho campana. Cuando estuve en el norte del país, hace 30 años, siempre se hacía el fuego con quebracho campana y rematábamos con carbón.

SEÑOR PORTA. — Eso depende de circunstancias locales. Son problemas que deben resolverse en cada caso.

SEÑOR PRESIDENTE. — Sobre el asunto en discusión, la conclusión que cabe es darse por enterados y que se publique.

(Aprobado).

—Queda aprobado en esa forma.

Corresponde tratar el trabajo número 85: «Desarrollo de los frenos ferroviarios. Ventajas de los mecanismos de tracción y fricción». Autor Lewis J. Musser, Argentina.

—Léase.

(Se lee:)

SEÑOR SECRETARIO. — Tengo entendido que sobre este asunto el autor del trabajo quisiera hacer algunas declaraciones.

SEÑOR MUSSER. — Infelizmente no hablo bien claro el castellano. Pero la razón de mi trabajo está en los viajes que he hecho por todos los países sudamericanos y norteamericanos, en donde casi todos los ferrocarriles están usando trenes muy pesados, con velocidades mayores.

Por eso, cuando se aumenta la velocidad del tren de 60 kilómetros a 100 kilómetros aumenta la energía. Yo creo que muchos trenes tienen cinco veces más energía para controlar. Por eso he hecho este trabajo desde un punto de vista informativo mostrando qué frenos se están usando y cuáles se están proyectando para el futuro.

Por ejemplo, se habla de freno de compensación. En estos momentos en el Brasil se están usando vagones para minerales cuyo peso es de 21 toneladas, con carga para 75 toneladas; 96 toneladas totales por vagón. Esto, hablando de 30 o 40 vagones por tren; y otros vagones que pesan un poco menos, 14 toneladas, con capacidad de carga de 50 toneladas. El control de esos trenes en declive de dos por ciento es verdaderamente un problema. Por eso he hecho este trabajo con punto de vista informativo.

Cuando se trata de juegos menores en los enganches en vagones, no es nada; pero cuando se trata de otros mayores, es problema que en el futuro necesitamos estudiar.

Mi trabajo, como digo, es de carácter informativo sobre la práctica actual y la futura.

SEÑOR PONSANTI. — He leído el trabajo del señor Musser. Creo que puede dividirse en dos aspectos. El primero se relaciona con el problema que nos acaba de plantear en estos momentos; el control de los trenes cada vez más pesados y más veloces, y es indudablemente una gran cantidad de energía la que hay que exigir. El otro aspecto, es el comercial de la casa que representa el señor Musser.

En cuanto al primer aspecto, yo propondría su publicación. En cuanto al otro aspecto al de los tipos de frenos fabricados por determinadas casas, entiendo que el Congreso no debe emitir juicio, sino dejar que cada una de las fábricas encare el problema y lo resuelva dentro de sus medios técnicos.

SEÑOR PRESIDENTE. — Entiendo que lo que se propone es que se publique la primera parte.

SEÑOR PORTA. — Está bien que el Congreso no haga una acción de propaganda a favor de entidad alguna, pero lo cierto es que ese trabajo presenta una solución nueva al problema de los frenos y, por consiguiente, esta segunda parte debe ser incluída en la publicación, a pesar de la referencia a una casa determinada.

SEÑOR PRESIDENTE. — Yo me permito proponer una solución: publicar la primera parte del trabajo y, en cuanto a la segunda, que se deje en libertad de acción para que se utilice el sistema que más convenga; o publicar las dos partes, omitiendo nombres y tipos.

SEÑOR SECRETARIO. — La segunda parte publicarla a título informativo.

SEÑOR MARTINS COSTA. — En el original no se indica el nombre del fabricante. Entonces, no hay inconveniente en que se publique todo.

SEÑOR PRESIDENTE. — Si no hay oposición, quedaría resuelto publicando integramente la primera parte; y la segunda con eliminación del nombre del fabricante y variando la nomenclatura de los diversos tipos o clases.

(Aprobado).

Vamos a tratar el trabajo número 90, tema 10. «Transmisión del calor en las calderas de las locomotoras».

SEÑOR PORTA. — Ese trabajo es mío y. como autor, voy a evitarle a ustedes la lectura total, porque en realidad es un trabajo técnico, puramente científico, de matemáticas, cuyo estudio llevaría tiempo. Me voy a limitar a hacer un resumen.

Se trata de lo siguiente: uno de los problemas que ha recibido mayor estudio en lo que se relaciona a calderas, es el calcular la temperatura de salida de los gases del hogar, problema que se plantea con un carácter de gran exigencia, principalmente por lo que se llama en inglés «hirdnesting» o «tube sheet, slagging». Entonces, esa temperatura

hay que calcularla y, por eso, al diseñar una caldera, un hogar, hay que determinar la relación entre la superficie de parrilla, la de la bóveda o altar, la calefacción del hogar, de manera de controlar esa temperatura y conocerla con bastante precisión. Así, pues, hay que calcular esa temperatura. Si es muy alta, la escoria se pega en la placa tubular; si es muy baja, la combustión se hace de una manera imperfecta. El problema se puede tratar analíticamente o estadísticamente. Traté de hacerlo analíticamente, busqué la bibliografía posible sobre este problema. El es complejísimo y debo confesar que no pude resolverlo. Estadísticamente, exige el conocimiento perfecto de gran cantidad de datos experimentales, y muchos de ellos, desgraciadamente están afectados por errores.

En efecto, esas temperaturas han sido medidas en la mayor parte de los casos con termocuplac, desnudas y son temperaturas inferiores a las reales, son completamente nulas; la única manera eficaz de hacerlo es midiendo directamente la vaporización de esa clase de superficie, para restar esa cantidad de calor de la que se produce en el hogar.

El trabajo mio es un estudio intermedio. Tomo una fórmula empírica general, aplicando las conclusiones que fluyen de la teoría pura. De esa manera yo llegué al reconfortante resultado de constatar que algunas experiencias concuerdan con la precisión que se fijara de antemano, en ± 20 grados centígrados, para producir esa temperatura, o sea la fórmula empírica corregida en base a la teoría, el resultado calculado, coincide con el real obtenido por experimentación, que justamente es el ejemplo tomado del famoso ensayo de Goss en Coastville (1903). Digo que queda mucho por hacer y yo personalmente no estoy conforme con el resutlado alcanzado; pero, sin embargo, creo que el fundamento de la forma de calcularlo quedará en pie, frente a la crítica. Eso es todo.

Señor Martins Costa. — Este es un asunto que debe informarlo la Comisión, pues no está en discusión.

Señor Presidente. — La opinión mía en esta materia es que se trata de un asunto interesante, que está sujeto a resultados definitivos, como el mismo autor lo dice.

Señor Porta. — Ya hay experiencia que confirma muy bien la teoría.

Señor Presidente. — Considero que no habría ningún inconveniente en que se publicara, con la expresa salvedad hecha por el autor.

Si no hay objeción, se resolverá su publicación.

(Así se aprueba, con la constancia de que este trabajo queda sujeto a la crítica).

Se pasa a considerar el trabajo Nº 96: «Unificación de material rodante: Atalajes, automáticos y frenos». Autor Ferrocarril Sud y Oeste de Buenos Aires.

Señor Secretario. — Este es otro de los trabajos que han venido fuera de término, por lo cual no tiene informe, de manera que vamos a proceder a su lectura.

(Se lee:)

Señor Presidente. — Podría resolverse darse por enterado, no

publicándose. Como todos los demás asuntos están pendientes del estudio de la Sub-Comisión, vamos a dar por terminada la sesión.

Señor Sorojovich. — Del resultado a que hemos llegado hoy, se tiene la impresión que trabajos bastante importantes, algunos bastante luminosos, quedarán a criterio de nuestros distinguidos colegas que se ocuparán de ellos. En vista de que se trata de algunos trabajos muy voluminosos, los delegados van a tener indispensablemente que disponer de un tiempo prudencial para poder estudiar esos asuntos tan a fondo como para dar una información amplia a la Comisión y, por consiguiente, que son los propios señores delegados quienes deben decirnos cuando estarán preparados suficientemente como para poder informarnos con la amplitud necesaria.

Señor Ponsanti. — El temperamento a adoptar podría ser el siguiente: traer el lunes los que estén preparados para informar, o sino dejarlos para ser tratados en una sesión posterior.

Señor Presidente. — Lo que tenemos que hacer es determinar los que podemos tratar el lunes.

Señor Mailer. — Opino que no tenemos en Montevideo los medios para determinar, o para poder estudiar a fondo los proyectos presentados, porque son muy extensos, muy técnicos y cualquier estudio que podamos hacer, a mi modo de ver, será superficial.

Fuera de casa, no teniendo las estadísticas y los informes, es imposible estudiar a fondo esos asuntos. Para esa clase de estudio uno necesita estar en su despacho, con todos los medios a mano.

Señor Presidente. — El lunes trataremos los asuntos que la Sub-Comisión ha de estudiar.

Señor Porta. — Voy a hacer notar una cosa que ha sido planteada por muchos delegados y es la siguiente: La Asociación Internacional de Ferrocarriles, con sede en París, adoptó un procedimiento similar al que se propusiera hace un instante, es decir, hacer conocer a las distintas delegaciones, de antemano, los trabajos y el procedimiento consiste en esto: la Comisión Internacional Permanente, con sede en Bruselas, que equivale a la nuestra, con sede en Buenos Aires, que está constituída por personas que entienden de todas las ramas del ferrocarril, prepare un cuestionario lo más amplio posible sobre los problemas que consideren que deben ser tratados. Ese cuestionario es enviado a cada uno de los adherentes. Esa Sociedad está constituída por administraciones. Entonces las distintas administraciones responden al cuestionario. El miembro Relator informa sobre las conclusiones deducidas de ese cuestionario; y se establece el debate en torno de cada una de las conclusiones. Ese es el procedimiento de la asociación Internacional de Congreso de Ferrocarriles, con sede en Bruselas, cuyo último Congreso se efectuó en París en 1937.

Señor Presidente. — ¿Están de acuerdo con que cada uno de los países acreditados ante la entidad Congreso Panamericano de Ferrocarriles pueda mandar sus trabajos, nómbrese o no delegación de su país?

Hay casos en que las delegaciones se nombran a última hora, y

por ello cualquier persona de cualquier país adscripta podría preparar trabajos, lo que contribuiría a propiciar más presentaciones.

SEÑOR PORTA. — Debe salir de esta reunión una ponencia.

SEÑOR PRESIDENTE. — Primero debemos agotar el temario y, de acuerdo con la experiencia que adquiramos, podremos proponer lo más conveniente para el futuro.

SEÑOR SALLES. — Quiero decir que, en lo que se refiere al trabajo número 40, se podría hacer una recomendación categórica respecto al mismo, porque si bien no se ha podido hacer el repartido del trabajo original, en la relación que he tenido el honor de hacer, he puesto de manifiesto el desarrollo teórico del mismo De manera que en cierta sentido podría ser sustitutivo para su estudio.

SEÑOR PRESIDENTE. — Se levanta la sesión.

Así se hace.

SESION CELEBRADA EL DIA 7 DE ABRIL DE 1946, A LA HORA 9 Y 25

PRESIDENTE: *Ingeniero AGUSTIN GOYTISOLO FOWLER.*

SECRETARIO: *Ingeniero JULIO ADER.*

SUMARIO:

Consideración y estudio de los trabajos Nros. 40 y 63 de los Temas 9 y 10.

3ª SESION

Asisten los señores delegados: Ponsati, Mayne, Sorojovich, Lowry y Mairden, por Argentina; Martins Costa, por Brasil; Clardy y Musser, por Estados Unidos; Iriarte Millan y de la Carrera, por Chile; Arroyo, por Colombia; Sallés, por Uruguay, y de oyentes: los señores Porta y López Albuin, por Argentina.

SEÑOR PRESIDENTE. — Esta abierto el acto.

Vamos a considerar los trabajos que han quedado pendientes.

SEÑOR SECRETARIO. — Ellos son: el 63; el 3 y el 40 a informe de la Sub-Comisión; el 86 y 87 por considerar.

SEÑOR PRESIDENTE. — Primeramente, vamos a considerar el trabajo número 63. «Métodos para modernizar y aumentar la eficacia de las locomotoras». Autor: Thomson Fairless.

—Léase.

(Se lee:)

SEÑOR PRESIDENTE. — ¿Algún señor Delegado quiere hacer uso de la palabra con respecto a este trabajo?

SEÑOR PORTA. — Pido la palabra.

Considero, que este tema del perfeccionamiento de las locomotoras es uno de los más importantes que deben ser tratados por esta Comisión de Estudio. Cabría una discusión interesante con relación al notable perfeccionamiento logrado, especialmente en Francia, en las locomotoras a vapor. En el trabajo que yo presento sobre tracción Diessel o vapor, uno de los puntos más fundamentales es el siguiente: si se quiere hacer competencia con la locomotora de vapor a la tracción Diessel, es necesario efectuar una revisión total de la forma en que se proyectan las locomotoras, y hago incapié especial en ello, por cuanto la concepción de la locomotora, ha variado fundamentalmente. Entre las que constituyen la mayor parte de nuestro parque de locomotoras, a la moderna locomotora Francesa y a la moderna locomotora Norte Americana la diferencia es muy grande como está expresado con una claridad demasiado grande en la figura que voy a mostrar.

(El señor Porta exhibe un croquis).

Aquí tenemos la curva de potencia en función de la velocidad de la locomotora Francesa de la Serie 4700 del P. O. Es una máquina que funciona a carbón con un solo foguista y ha sido modificada de una antigua locomotora de 30 años de edad, y tenemos para hacer una comparación con la curva de potencia de locomotoras similares que se reputan muy buenas en los distintos países en que se usan. Tenemos la plena carga, es decir, aquella potencia a la cual la locomotora todavía mantiene un consumo específico de carbón, dentro de límites razonables, que es del orden de 2.900 caballos, para esa máquina. En cambio, por ejemplo, la locomotora de la serie Prince Royal, para el mismo consumo de carbón, para el mismo tamaño de la máquina, los mismos gastos de reparaciones, manutención, personal, etc., tiene prácticamente una potencia doble. Es un hecho que me parece más que notorio para destacar la importancia de esta evolución. La Prince Royal es una locomotora que en Inglaterra es muy afamada. He dibujado, también, la curva de la locomotora T-1 que figura en el trabajo presentado por el señor Ralp P. Johnson que como se ve está por debajo de la curva de esa locomotora Francesa.

SEÑOR SOROJOVICH. — Es interesante saber si se trata aquí de pico de potencia o la potencia desarrollada continuamente, en servicio permanente.

SEÑOR PORTA. — Se refiere a la potencia continua de la locomotora, capaz de desarrollarse por tiempo indefinido, entiéndase bien, por tiempo indefinido. Mientras el foguista pueda echar carbón, mientras su fatiga física se lo permita, se puede mantener esa potencia. Podría mostrar los ensayos dinamométricos que así lo prueban. Tengo la bibliografía correspondiente.

Como se ve las curvas están bastante por debajo. La diferencia es extraordinaria en la gama de altas de velocidades. Puede verse, igualmente, que la Prince Royal tiene un descenso de potencia notable en la zona que pasa de los 100 kilómetros hora, en tanto que la otra es capaz de sostener una buena potencia a pesar de altas velocidades. Y todavía tenemos el «plafond» de potencia, es decir, la potencia límite máxima que la locomotora puede sostener en servicio continuo, naturalmente que con un rendimiento relativamente bajo, pero que es importante desde el punto de vista del tráfico, porque señala el tiempo mínimo de viaje a que se puede llegar en la explotación.

En presencia, pues, de esta figura, hecha con datos recogidos de ensayos dinanométricos, (no es una teorización, sino la realidad concreta), creo que ésto debe ser objeto de una amplia discusión y de la atención especial de los señores Delegados.

SEÑOR ARROYO. — ¿Cuáles son los procedimientos que se han empleado para obtener esos altos grados de eficiencia?

SEÑOR PORTA. — Daría la explicación con mucho gusto, pero sería un poquito largo.

SEÑOR PRESIDENTE. — Como este trabajo número 63 y el 86, parecen de la misma naturaleza, podrían tratarse conjuntamente.

Señor Ponsati. — Consulto al Sr. Presidente acerca de la aceptación de trabajos sin haber sido aceptado directamente por las autoridades del Congreso. Entiendo, señor Presidente, que en principio no deben aceptarse, porque es poner en pie de desigualdad de trato a los demás autores que han tenido una fecha limitada para la presentación de sus trabajos. No obstante ello, creo que puede quedar sujeto a la decisión de la Mesa.

Señor Presidente. — Entiendo que un trabajo como éste, que puede traer nuevas luces sobre un asunto tan importante, debe aceptarse.

Señor Martins Costa. — Estoy de acuerdo con lo que dice el señor Presidente.

Señor Presidente. — Entonces, vamos a tratar conjuntamente esos dos trabajos el miércoles por la tarde.

Señor Porta. — Yo hago la sugerencia de que este trabajo sea publicado en el libro del Congreso, para quedar sujeto a un amplio debate posterior, porque no es posible llegar a conclusiones definitivas con el apremio de tiempo que tenemos.

Señor Martins Costa. — Lo que debe resolverse es la publicación.

Señor Sorojovich. — Sin entrar a la discusión. El tiempo de que disponemos no permitiría tratar el asunto con la debida seriedad que él merece, especialmente si se tiene en consideración que es un problema que requiere la continuación de su estudio, y mal podemos tratarlo aquí para llegar a una determinada conclusión, cuando el mismo autor dice que todavía podría seguir desarrollando el tema cuyo principio ha presentado ahora.

Yo sugeriría lo siguiente: que el mismo autor haga un extracto lo más concreto posible, o que se nombre un relator especialmente para este trabajo, el que nos deberá presentar un informe breve y en base de ese informe, la Mesa decidirá si debe publicarse sin entrar en discusión o si se le dá otro destino.

Señor Ponsati. — Yo creo que la designación de un Relator en este momento, significa hacer recaer sobre él una tarea imposible de realizar en el tiempo que se dispone.

Señor Martins Costa. — La solución es que se publique el trabajo.

Señor Ponsati. — La solución es la publicación con las reservas que se han hecho.

Señor Porta. — Yo diré que acepto gustoso la proposición del señor Sorojovich, es decir, presentar un resumen de lo que yo he estudiado, un resumen un poco detallado, para que los señores Delegados tengan una idea bien clara de la forma en que ha sido encarado este problema tan trascendental para los ferrocarriles.

Señor Ponsati. — Como el autor se ofrece a hacer un resumen de su trabajo, creo que podemos aceptar ese temperamento.

Señor Martins Costa. — No será un relator. Va a hacer un resumen de su trabajo.

Señor Arroyo. — Un estudio sobre procedimientos, sistemas y resultados.

SEÑOR SOROJOVICH. — En vista de que se dispone de muy poco tiempo, se podría limitar este informe a un número determinado de páginas.

SEÑOR PRESIDENTE. — Quedamos, entonces, en que el señor Porta va a hacer un resumen de su trabajo y dar cuenta de él, en un período de media hora o poco más en la sesión del miércoles.

(Aprobado).

Se continúa la consideración del trabajo número 63.

La recomendación es, que se publique ese trabajo en los anales del Congreso.

(Aprobado).

Vamos a proceder ahora a tratar el trabajo número 86.

SEÑOR PONSATI. — Este asunto quedó para la sesión del miércoles, por la mañana.

SEÑOR PRESIDENTE. — Entonces, corresponde considerar el trabajo número 87.

El señor Secretario me advierte, que este trabajo, también, debe considerarse el miércoles junto con los trabajos número 3 y 86.

Queda solamente un trabajo, para tratarse en la sesión de hoy que es el número 40. «Elementos de juicio sobre electrificación de los Ferrocarriles». Autor Ing. Gustavo Sorojovich.

El señor Ponsati, informará.

SEÑOR PONSATI. — Voy a leer el dictamen de la Comisión.

(Se lee:).

SEÑOR SOROJOVICH. — Tengo la impresión de que el informe de la Comisión no está completamente justificado, dada la índole del trabajo que he presentado. En el informe se habla de estudios comparativos. Mi trabajo no se refiere a la totalidad de una determinada empresa, sino a determinadas líneas de una Empresa. Yo conozco casos de diferentes ferrocarriles, por ejemplo el Rumano, donde después de un estudio prolijo comparativo de diferentes aspectos técnico-económicos de tracción en una determinada línea se llegó a la conclusión de que el mejor sistema para aquella línea era la tracción eléctrica.

Las fórmulas indicadas en mi estudio no se refieren a la totalidad de los ferrocarriles, porque esto no es posible. Entiendo perfectamente que en cada ferrocarril hay algunas líneas de mucha importancia que generalmente merecen consideraciones especiales ya que son sobrecargadas por un tráfico intenso y que requieren una solución especial para hacer frente a la situación. Es en estas líneas donde podrían aplicarse los resultados de mi trabajo.

Naturalmente, y lo digo en mi trabajo, he hecho un estudio aproximado referente a las posibilidades que ofrece la línea ferroviaria Argentina, en su totalidad y llego a la conclusión que no pueden ser electrificadas en su conjunto. En cambio puede haber, y las hay, entre las diferentes líneas de distintos ferrocarriles en la Argentina, donde podría ser aplicada la tracción eléctrica, sin que con esto haya querido significar que la tracción eléctrica es lo más perfecto y mejor en todos los

casos. Por ello, digo que el concepto formado por la Comisión es equivocado, porque mi estudio no se refiere, repito, a la totalidad de una empresa, sino a algunas líneas de una determinada Empresa.

SEÑOR ARROYO. — Yo creo, que el señor Sorojovich está equivocado en la apreciación, porque según entiendo, la proposición de la Comisión dice exactamente lo que Vd. desea que se diga: que estas soluciones no son soluciones generales.

SEÑOR SOROJOVICH. — No pretendo que sean generales.

SEÑOR ARROYO. — Precisamente, eso es lo que dice la Comisión.

SEÑOR PONSATI. — Entiendo que el dictamen de la Comisión está siendo objeto de discusión. Solicito, que ella se haga, sin anotación en el acta correspondiente.

SEÑOR PRESIDENTE. — Entiendo que no se hace una crítica al informe, sino que se quiere hacer resaltar que se trata solamente de líneas especiales y no de la totalidad de las líneas, y creo, que la informado por la Comisión es lo mismo.

SEÑOR SECRETARIO. — La opinión del señor Sorojovich, referente a la practicabilidad de esa fórmula, es igual a la de la Comisión. Que solamente en casos particulares puede aplicarse.

SEÑOR ARROYO. — No en términos generales, sino para casos especiales.

SEÑOR GAMBOA. — Es interesante haber aclarado el concepto de que el estudio de la electrificación tiene necesariamente que referirse a condiciones específicas claramente determinadas.

SEÑOR PONSATI. — ¿Me permite, señor Ing. Gamboa? Veo que iniciamos ya la discusión. Reitero, en consecuencia, mi proposición de que esta discusión no figure en el acta de la sesión.

SEÑOR GAMBOA. — La Sub-Comisión me ha honrado con el encargo de exponer los puntos fundamentales de su desacuerdo con el autor que, por corresponder a materia esencial de principios, de concepto y aún de análisis matemático, no desea incorporar al acta.

(Hace la exposición).

SEÑOR PRESIDENTE. — Se aprueba no incorporar al acta los fundamentos de la Sub-Comisión expuestos por el Ing. Gamboa, y se resuelve que el trabajo del señor Sorojovich se publique, precedido del informe de la Sub-Comisión.

(Aprobado).

SEÑOR PORTA. — Pido la palabra. Voy a decir algunas palabras respecto de algo que se dijo aquí sobre esta clase de trabajos comparativos.

En primer lugar, con respecto a las características locales, que se ha mencionado aquí, hay que decir lo siguiente: que los problemas locales tienen límites extremos dentro de los cuales deban estar comprendidas las resoluciones. Supongamos que demostráramos, en el hipotético caso de que costando el carbón de piedra un precio elevadísimo, un sistema de tracción que gaste menos, resultaría, apesar de ese precio, más económico que el otro, objeto de comparación. Lógicamente es una conclusión general para cualquier situación geográfica. Es decir, que

hay casos que son independientes de esas características, y lo mismo puede referirse al tiempo. Precisamente la variación de las condiciones económicas, sociales, políticas e internacionales de un país ,tienen que tener una influencia considerable en cualquier estudio comparativo; pero naturalmente, habrá casos, (materias y gastos afines) en que apesar de todas esas variaciones los gastos permanecerán, en relación uno con otro, iguales. Supongamos la relación entre el capital invertido en una locomotora Diesel-eléctrica y una locomotora a vapor. Lógicamente no puede variar muchísimo, a menos que salga un invento revolucionario, porque si sube la mano de obra, sube para todos, y si en un país es necesario pagar salarios muy altos al obrero, lo será para la máquina Diessel como para la máquina a vapor. De manera, que hay ciertas conclusiones que se refieren a elementos afines, que permanecen independientamente de las características locales.

Otra de las cosas que podría caer en este tópico, sería los costos de reparaciones, que principalmente dependen del costo de mano de obra. Si suben los salarios, subirán para la máquina Diessel como para la máquina a vapor.

En resumida cuenta, la relación entre ambos costos igual se va a mantener, así nos refiramos a la Argentina, Uruguay, Estados Unidos o Inglaterra. Naturalmente hay que dejar sentada la salvedad de circunstancias excepcionalísimas. Una guerra, por ejemplo, puede alterar considerablemente el carácter del transporte y dar motivo a resoluciones, que ya serían, claro está, demasiado particulares. Esto es lo que quería afirmar respecto a las características locales.

Señor Presidente. — Como no hay más asuntos a considerar en este momento, se dará por terminado el acto.

(A continuación, el señor Secretario da lectura a las versiones taquigráficas de la primera y segunda sesión, mereciendo la aprobación de los señores Delegados presentes).

SESION CELEBRADA EL DIA 10 DE ABRIL DE 1946

Presidente: *Ingeniero AGUSTIN GOYTISOLO FOWLER.*

Secretario: *Ingeniero JULIO ADER.*

SUMARIO:

Consideraciones generales y aprobación de las conclusiones recaídas en los trabajos Nos. 3, 86, 87, 110 y 112 de los Temas 9 y 10.

4ª SESION

Señor Presidente. — Está abierto el acto. Vamos a proceder a la lectura de los informes de la Sub-Comisión. Empezaremos por el Nº 3.

Señor Ponsati. — Sobre el Nº 3 no se ha hecho informe escrito. Es un trabajo del Ferrocarril Sur, relativo al «Examen técnico y económicos de los diferentes sistemas y nuevos métodos de tracción». Es de carácter general, y en él se sientan conceptos que pueden servir de primera norma para la elección del sistema de unidades: locomotoras a vapor, servicio eléctrico, coches motores diesel, etc. No es un trabajo de carácter estadístico o de comparaciones económicas, sino que en él se dejan sentados los principios que deben servir de base a la selección. Teniendo este carácter general, es más bien ilustrativo, académico, y creo que debe aceptarse.

Señor Martins Costa. — De acuerdo.

Señor Presidente. — Darse por enterados y que se publique, dado su carácter informativo.

(Aprobado).

Señor Ponsati. — Quedan los trabajos Nº 86 y 87. Estos trabajos tienen, también, algo de esta característica y pido se consideren en conjunto. Se trata de las tendencias del equipo motriz ferroviario y de los detalles constructivos y de rendimiento de una locomotora duplex de cuatro cilindros, construída para el Ferrocarril de Pensylvania. En estos trabajos se dan cifras, hay gráficos interesantes, e indudablemente, es una base de ilustración sobre experiencias realizadas. Eso les da valor e interés.

Quiero dejar a consideración de la Comisión, un solo aspecto, dada la situación que se ha planteado en otros casos. En este folleto se habla específicamente de una casa constructora, sin carácter, esto sí, debo decirlo, de propaganda, que no sea la que pueda resultar de la conveniencia o no de las características de la propia máquina. Se dice que ha sido construída por la Fábrica Baldwin; eso es todo. Como he planteado ya, el caso del señor Musser, en el que había una orienta-

ción, a mi juicio distinta, preconizando para distintas longitudes y velocidades de trenes su equipo de fabricación, dejo librado, entonces, a la Comisión el que determine si de este trabajo ha de borrarse o no la cita de la fábrica de origen. Para mí reviste un carácter distinto: es sólo la cita de que ha sido construída por la casa Baldwin.

SEÑOR MARTINS COSTA. — En este trabajo tal vez sea más difícil borrar el nombre. La solución es que se dé publicación a este trabajo, porque es de interés general.

SEÑOR PONSATI. — Es muy interesante por la parte de gráficos y citas numéricas que se hacen, por lo que la Sub-Comisión aconseja su publicación en el libro del Congreso.

SEÑOR MARTINS COSTA. — Sin borrarse el nombre de la Fábrica.

SEÑOR PONSATI. — Podría publicarse tal como está; esa es mi opinión personal.

SEÑOR PRESIDENTE. — Se puede decir, que a pesar de la cita, por tratarse exclusivamente de una experimentación hecha por la Fábrica, se pide se publique con carácter informativo.

SEÑOR MAYNE. — Unicamente quiero decir esto: Yo hubiera podido presentar un trabajo similar. No voy a oponerme en ninguna forma a que este trabajo se publique, pero quiero dejar sentado que yo he dejado de hacer esto porque lo he creído inconveniente.

SEÑOR PONSATI. — Yo he planteado la situación, y creo que está en manos de la Comisión, resolverlo.

SEÑOR PORTA. — Además hay que hacer notar que ese trabajo, no es solamente un estudio de la Casa Baldwin, sino que está hecho con la colaboración del Pennsylvania, que está adherida a este Congreso. Por lo tanto, considero que este trabajo puede aplicarse. Por otra parte, si nos vamos a desentender de la experiencia de los fabricantes, me parece absurdo el hacerlo. Evitar la propaganda, me parece bien, pero, hay que reconocer que el fabricante pone a disposición de todo el mundo el resultado de sus experiencias, que puede ser aprovechada por todos.

SEÑOR PRESIDENTE. — Creo que la resolución a tomar debe ser: que se publique como información ilustrativa.

SEÑOR MAYNE. — Si es como propaganda, no. Si está encarado bajo aspectos generales, está bien.

SEÑOR PRESIDENTE. — Se acepta por eso y por contar con la cooperación del Ferrocarril de Pennsylvania.

SEÑOR GAMBOA. — Pido la palabra. No sé si los caballeros que me han precedido en el uso de la palabra han leído el trabajo, y la mayor probabilidad es que sus opiniones sean de orden general, pero no derivadas del conocimiento del trabajo de que se trata. Si tomamos el primer trabajo, titulado «Tendencias del Equipo Motriz Ferroviario», se verá que ofrece, desde luego, un análisis de las condiciones de competencia que deben contrarrestar los ferrocarriles en la actualidad, problema de orden general y de interés colectivo y de apreciación de realidades.

Frente a estas condiciones, analiza el autor qué es lo que han hecho los ferrocarriles y qué es lo que podrían hacer —vuelvo a insistir—, en general, para recuperar el tráfico que ordinariamente han perdido. Pasa revista a lo que se ha hecho en todas partes, tanto en Europa como en Estados Unidos, para desarrollar nuevos tipos de máquinas, sin referencia a una en particular ni producto de ningún fabricante en especial, porque trata igualmente del progreso de las máquinas recíprocas a vapor, del avance de la máquina diesel eléctrica, de la turbina de vapor y de la turbina de gas. Trata, asimismo, de la electrificación, y llega aun a la conclusión de que la tracción eléctrica a trolley sería procedente y eficaz en donde la intensidad del tráfico, característica de la vía y fundamento económico esencial, la justifique; que las máquinas Diesel eléctricas, mediante el mejoramiento del motor Diesel, su alivianamiento, y aún especialmente, con las posibilidades futuras, de trasmisión mecánica adecuada ofrecerán mayores ventajas todavía; y en la turbina de gas, sobre todo si se logra quemar carbón, se la presenta como un método de gran porvenir.

Independientemente de la colaboración del ferrocarril a que se ha aludido, hace el autor, asimismo, la relación de las experiencias conjuntas que está haciendo el Instituto de Investigaciones, de reciente creación en los Estados Unidos, y habla, de igual manera, de las experiencias particulares, que están efectuando casas competidoras como Allis Chalmers y General Electric.

A mi juicio, señor Presidente, en estas condiciones, no tan solo se trata de un trabajo de índole más general y característico de un criterio netamente ingenieril, sino, también, para apreciar el problema colectivo en sus distintos aspectos, y señalando las tendencias del futuro. Me atrevo, entonces, a creer que las observaciones que aquí se hacen, se basan en el desconocimiento del trabajo y se refieren al orden general de un problema distinto.

Señor Martins Costa. — Son esas las conclusiones que se votan.

Señor Ponsati. — Voy a leer la única parte en que se menciona la fábrica. Dice: (lee).

Es la única referencia, que la casa Baldwin, había construído tal tipo. No es el consejo de equipar con determinado modelo o fabricante.

Señor Secretario. — Es una cuestión puramente informativo de lo que se había hecho.

Señor Gamboa. — Al pasar, señor Presidente, tomando pie de lo que conversamos en estos momentos, iba a traer una sugerencia, que si bien es cierto no se ajusta al tema preciso que tratamos, es de verdadero orden general, y atañe a las publicaciones en los anales del Congreso. En los distintos trabajos de la Sub-Comisión en que he tenido el honor de actuar, y en conversaciones con otros colegas, hemos llegado a un punto de vista que los señores Delegados tendrán interés en conocer.

Han sido presentados trabajos, que la Sub-Comisión ha tenido a

la vista, que no tienen ni el antecedente informativo de interés general, ni absolutamente nada de novedoso, ni elementos de mérito suficientes como para justificar su publicación en los anales del Congreso, que tiene gran prestigio, y que forman en sí mismo una fuente de consulta tanto de los ferrocarriles, como de las personas que asisten a otras Comisiones, para beneficiarse con las experiencias que surgen de ellos. En este sentido, creo, que decididamente vale la pena contemplar, para próximos Congresos, un cedazo anticipado al trabajo de los Relatores.

SEÑOR PRESIDENTE. — Mandar los trabajos a Buenos Aires, con tantas copias como Delegados haya. Entonces, en Buenos Aires se examinan y se pasan a los Relatores. Después se consideran, por la Organización, y si se cree que deben ir, los manda a la Sede, y además, una copia a cada una de las Delegaciones, para que puedan estudiarlos con anticipación; que no pase como ha pasado aquí, que nos encontramos con que hay que discutirlos sin conocerlos.

SEÑOR PONSATI. — Vamos a resolver, en definitiva, el asunto que está a consideración.

SEÑOR PRESIDENTE. — La resolución es, que se publique con carácter informativo y de orientación. Se va a votar si se aprueba.

(Se vota: APROBADO).

Corresponde ahora, que el señor Porta produzca el informe que nos ofreció, sobre su trabajo.

SEÑOR PORTA. — Lamentablemente, no puedo hacer un informe todo lo detallado que hubiera deseado, y con toda seguridad sería de interés para esta Comisión. Entonces, me limitaré a explicar qué es lo que yo he hecho, así, en términos muy generales, y cuáles son las conclusiones a que llego, que las voy a leer totalmente porque son apenas dos páginas, y que me parece, es lo más importante del problema.

Mi posición, al estudiar el problema de la tracción a vapor o Diesel, es la de las empresas que tienen, en estos momentos, a causa de la guerra, la necesidad de renovar su parque de tracción, mejorarlo y solucionar problemas especiales que va a plantear la competencia. Debo hacer notar que mi trabajo, no presenta una solución particular para ninguna circunstancia geográfica, es decir, un determinado servicio, sino que he tratado de darle el carácter más general posible y la solución presentada aquí, se refiere a un caso de tráfico, puesto a-priori, servicio que debe ser llenado con una u otra forma de tracción, caso que he tratado de elegir con la mayor generalización posible, para que sea de beneficio a la mayor cantidad de administraciones y respondiendo, también, a las condiciones más duras que puedan encontrarse. Así, por ejemplo, las intensidades de tráfico a que se alude, se refieren a las medias que son nuestra característica en la República Argentina y en Sud América. El perfil de la línea, se refiere al perfil medio de nuestros países, que en términos generales, es de llanura con algún trecho un poco difícil. Las condiciones de explotación, he tenido sumo cuidado en referirlas a condiciones económicas, geográficas, y

sociales de un futuro relativamente cercano. Hago caso omiso, prácticamente, del pasado, porque lo pasado, pasado está. Mi estudio ya prevé la marcha de trenes de carga a velocidades normales del orden de 70 y 80 kilómetros por hora, en forma contínua; prevé la marcha de trenes de pasajeros a velocidades de 130-140 kilómetros por hora, también en forma contínua; prevé la condición que puede plantear la competencia por la agudeza con que va a ponerse en el transporte, y prevé, sobre todo, el margen de tolerancia dentro del cual las condiciones económicas variarán. Respecto de las condiciones geográficas, yo creo que la mayor importancia reside en el problema del combustible, y como yo he resuelto el problema en particular para la Argentina, (dejando a cada administración el que recalcule todos los items económicos, porque doy todos los datos para efectuarlo en cada país), me he puesto en las condiciones argentinas, que respecto del combustible, me parece que es uno de los países más difícilmente colocados, por cuanto, prácticamente, todo su carbón debe ser importado; de manera, que su flete, desde la fuente de producción, es mayor que para cualquiera de los países sudamericanos. Entonces, aparecería la siguiente conclusión, relativa a esto; de que si el precio del carbón disminuye a medida que nosotros nos acercamos hacia el norte, la solución puede ir variando en favor de uno u otro modo de tracción, por efecto de la variación del precio del combustible.

Bien; con esta breve introducción, yo he planteado algunos principios que considero fundamentales en la explotación ferroviaria, y que no son más que un ensayo de especialización de normas que hasta ahora han estado sujetas a una experiencia muchas veces acertada, y otras, no tanto. Mi tendencia, como matemático, es tratar todas las cosas desde el punto de vista numérico, y valorar, de una manera aproximativa, sujeta a error, (que por otra parte se puede calcular), hasta cosas de las más indefinibles, como por ejemplo, el valor económico de los atrasos.

Por ejemplo, digo: de que a un atraso, yo le asignaría un valor económico, en el cual debería tenerse en cuenta, no solamente el costo adicional que provoca eso en la explotación, sino también, la influencia que puede tener en el prestigio de una empresa. Porque si tenemos una locomotora que puede recuperarme atrasos con considerable facilidad, frente a otra que no lo tiene, quizás eso, pueda ser un factor decisivo, principalmente, desde el punto de vista de la propaganda del Ferrocarril, en relación a la recuperación de tráfico frente a la competencia. Yo dejo sentado expresamente, que este es un tema sujeto a continuación, sujeto a perfeccionamiento y, sobre todo, sujeto al recálculo de cada administración, la que, en posesión de datos más precisos, puede llegar a conclusiones más definitivas.

He tenido especial cuidado de calcular los errores que puedan tener mis juicios, y al efecto he hecho la teoría de errores correspondiente, para determinar el grado de probabilidad de aciertos de mis resultados finales, y como hay muchas cosas estimadas, (porque no me

ha sido posible conseguir estadísticas), entonces, también, ha sido estimado el error, dentro del cual puede oscilar el cómputo numérico que yo tengo, dejando expresa constancia de que eso puede corregirse en presencia de datos más certeros.

Otra cosa fundamental que yo considero, probablemente la más importante de todo este estudio comparativo, reside en el hecho de que los recientes perfeccionamientos de las locomotoras de vapor, hacen variar fundamentalmente la consideración económica de este problema. Es decir, señores, que si nosotros obtenemos energía a la cuarta parte del precio que la obtienen todos ordinariamente, se comprenderá que toda conclusión basada en consideraciones relativas a datos anteriores, queda por completo descartada; y la segunda consideración que interesará seguramente a los administradores o gerentes, se refiere a la inversión de primeros capitales. Todos sabemos que para proveer de una determinada necesidad de energía a un ferrocarril, es necesario gastar dinero, y que este primer gasto, puede ser sumamente elevado con cierta forma de tracción como por ejemplo, con la electricidad. En el caso del vapor y Diesel, yo tengo, que para satisfacer el mismo servicio, —voy a dar números, porque lo considero importante—, deben comprarse locomotoras Diesel, por valor de pesos 1.450.000,00 (moneda argentina), por unidad. (Considero unidades grandes). En cambio, si la misma unidad fuera de a vapor, sería de $ 432.000, es decir, prácticamente, la cuarta parte.

Señor Martins Costa. — El señor Porta, hace una comparación entre diferentes tipos de locomotoras, y no sobre sistemas de tracción. La parte económica no debe tomarse del precio por unidad. Yo puedo hacer, con la locomotora Diesel, un servicio mucho mayor que con la locomotora a vapor, lo que compensaría la diferencia de precio. Todo ese estudio está basado en el valor de las unidades, y no en el servicio.

Señor Porta. — He tenido muy en cuenta la observación que hace el señor Martins Costa, que me la hiciera particularmente ayer, y precisamente, aunque todo esto esta referido a una unidad de tracción en realidad, lo que se llena es un servicio determinado, ¿por qué razón? El señor Ing. acaba de expresar un concepto que es clásico: una unidad eléctrica o Diesel, es capaz de reemplazar dos o tres unidades a vapor, ¿por qué? Porque las viejas unidades de vapor padecen de defectos que las hacen de una utilización mediocre. Frente a este problema, los fabricantes y compañías de ferrocarriles, han mejorado considerablemente la tracción a vapor, y hoy, yo puedo asegurar, que en Estados Unidos, las locomotoras de vapor están sujetas a una explotación tan intensiva como la Diesel y como la eléctrica.

Señor Martins Costa. — No estoy de acuerdo. La proporción de la locomotora a vapor con relación a la Diesel, es mucho más baja. Por otro lado, en lo que se refiere al precio, están en la misma condición: 100 dólares por caballo, tanto la Diesel como la de vapor.

Señor Porta. — No, señor. Eso que acabo de decir, lo he fundamentado mucho, porque el valor de utilización ha subido mucho en

las locomotoras a vapor. La aplicación de parrillas oscilantes «shaking grates», la aplicación de Stokers, las plantas de carboneo en línea, la toma de agua en viaje, etc., etc., en un servicio a vapor, hace a las máquinas capaces de funcionar 24 horas por día.

SEÑOR MARTINS COSTA. — Yo trabajé 24 horas con una locomotora Diesel, y no lo podría hacer con una locomotora a vapor. El aprovechamiento nunca sería igual.

SEÑOR PORTA. — Yo puedo afirmar, y justamente es objeto de muchas páginas de mi trabajo, que una locomotora a vapor es susceptible de tener una explotación tan intensiva como la Diesel, y podría citar un caso particular, el de la locomotora de maniobras del Ferrocarril Central Argentino que ha trabajo practicamente las 24 horas del día, durante 6 días por semana.

SEÑOR MYATT. — No; hay que perder tiempo para alimentarla de carbón, limpiar los ceniceros, etc. En el F.C.C.A., en la playa más grande, algunas máquinas constantemente están relevando y las otras van a galpón. Una máquina, no puede trabajar más de 16 horas, según el combustible.

SEÑOR PORTA. — Me refiero a la época de pre-guerra.

SEÑOR MYATT. — En algún servicio se puede trabajar 24 horas, en otros servicios no.

SEÑOR PORTA. — No me refiero a las condiciones que ha planteado la guerra que lógicamente no son normales. Pero a mi me consta que cuando el Ferrocarril consumía carbón de buena calidad, las locomotoras estaban sujetas a una explotación intensiva.

SEÑOR MYATT. — Tampoco hemos tenido el caso de locomotoras de maniobras trabajando 24 horas, durante seis días por semana. No puede ser. Hay que relevarla.

SEÑOR PORTA. — Hay que hacer notar que en las locomotoras en viaje, se aprovecha la oportunidad que brinda el tráfico, para hacer esa limpieza de fuego. Ese coeficiente de utilización referido a las condiciones medias de tráfico que considero, lo he estimado 0.60, entendiendo por ello la relación entre el número de horas que una locomotora está enganchada en el tren y 8.760 horas de un año.

De manera que es inútil disponer de una tracción, susceptible de aprovechar el 40 % del tiempo restante si no hay también tráfico que remolcar.

SEÑOR MARTINS COSTA. — Eso depende de un tipo determinado de líneas.

SEÑOR PORTA. — Voy a decir, que, otro principio que yo considero fundamental en la explotación de ferrocarriles, especialmente en nuestras condiciones de tráfico relativamente escaso, en que la especialización de locomotoras no suele justificarse con mucha frecuencia, es el principio de la explotación de una unidad de tracción en mayor cantidad de servicios posibles y así la comparación que yo efectuo, se hace con una misma máquina en trenes expresos de hasta de 140 K/h. de velocidad, y una en trenes de carga de hasta tres mil toneladas.

Tanto una locomotora como la otra, son capaces de satisfacer esas exigencias. De manera, que con esos principios fundamentales he encarado la resolución de mi problema.

Es fundamental, vuelvo a repetirlo, el considerar que la tracción a vapor ha sufrido una evolución enorme en este sentido y, basta considerar que la eficiencia térmica que se obtiene en el gancho es del orden de 10 % en servicio continuo, resultados que son derivados de los ensayos dinamométricos del Ferrocarril París-Orleans (corroborados por toda la experiencia francesa y recientemente por la alemana), de donde he tomado la locomotora que me ha servido de tipo comparativo. Además, he tenido sumo cuidado en no poner en este trabajo ideas personales susceptibles de discusión, para evitar la crítica que significaría operar con unidades, servicios y trenes que no tengan una existencia real. Los resultados dinamométricos, consumo de carbón, capacidad de explotación y gastos de reparaciones se refieren a lo realizado en la práctica; no son cálculos de posibilidades, sino de máquinas realmente existentes.

Señor Mailler. — De grupos existentes.

Señor Porta. — Grupo de máquinas; no está referido a una unidad. Yo equiparo acá, en base precisamente a esos adelantos de la tracción a vapor, la explotación de una nidad de vapor, con la unidad Diesel. Porque hay que afirmar que la tracción a vapor, es más eficiente merced a los últimos adelantos que ha experimentado, y que no relato porque son conocidos, y es innecesario demostrarlo.

Pasando a otro punto, al del combustible, me permito negar que el consumo de combustible a regulador cerrado, tenga alguna importancia. Se aduce como ventaja de la locomotora Diesel, que no consume combustible estando parada. Sin embargo, es experiencia corriente, de que se puede mantener una locomotora de vapor en presión, sin consumir prácticamente sino una insignificancia de combustible, especialmente, por la adopción de registro hermético en el cenicero. A mi me consta que existe experiencia en la Argentina, en ese sentido, donde es posible mantener una locomotora de vapor en presión durante dos o tres horas, sin consumir combustible, no formándose más que apenas un rescoldo que, en el momento de utilización, puede avivarse con un poco de soplador, prácticamente en cuatro minutos. Todos sabemos que en Estados Unidos las locomotoras a vapor hacen servicios que pasan de mil millas, en servicio continuo, ¿por qué? Porque la limpieza del fuego se hace automática, con el uso de la parrilla oscilante.

Hay una serie de otros problemas, que también se aducen en todo trabajo comparativo, aunque ya no pueden considerarse como ventaja económica, propiamente. Se refieren al problema del humo, por ejemplo; se aduce que la locomotora de vapor hace humo, y que eso es una ventaja para la Diesel, porque ésta no hace humo. Voy a decir que en la locomotora de vapor, el problema del humo, únicamente existe, o por descuido del foguista o mal diseño de las puertas del

hogar. Yo, personalmente, he tenido oportunidad de quemar carbones muy bituminosos, (33 % de volátiles) efectuando cargas en el hogar de considerable cantidad de combustible, de una sola vez (y prácticamente eso era una fábrica de gas), sin producir humo para nada en la chimenea. Esa es la experiencia personal que he tenido, y si algunos de los señores Delegados aquí presentes tiene interés, yo puedo demostrarlo, siempre que se ponga a mi disposición una locomotora con carbón.

Otro principio sobre el cual he basado mi comparación, reside en el hecho siguiente: se dice comunmente, que las locomotoras Diesel, tienen mayor capacidad de desarrollar velocidades que la locomotora de vapor. Yo, sin acudir a la prueba demostrativa de los records, que sería elocuente en ese sentido, digo, que equivaldría a conmover los cimientos de la mecánica racional. Puedo afirmar lo que acabo de decir, por cuanto el problema debe plantearse de la siguiente manera: se dispone de un determinado servicio; tantos trenes al año, tantos vagones que remolcar a tal velocidad, con tal horario, en tales condiciones climatéricas, etc., todo lo que quiera decirse en ese sentido.

El principio fundamental radica en que debe calcularse con la ayuda de métodos de mecánica racional, que por otra parte he desarrollado aquí, y que no es necesario exponer, calcular, repito, la potencia necesaria para desarrollar ese servicio; una vez calculada esa potencia, es completamente independiente de la forma en que se le da a la unidad de tracción, el resultado que se tiene. Si existen N. caballos puestos en el gancho de una locomotora, la velocidad del tren será independiente de la forma que asuma esa energía. Respecto de esto, quiero señalar, que se ha aducido como ventaja de la locomotora Diesel eléctrica, su mayor capacidad de aceleración, basada en el esfuerzo de arranque elevado; pero debo decir, que el esfuerzo de la locomotora Diesel eléctrica es elevado, generalmente más elevado que la de vapor, pero únicamente es dentro de una gama de velocidad completamente reducida, que las más de las veces, no pasa de 20 y 25 Km/h, y como el arranque del tren, y su característica de tiempo no depende de esa condición inicial, sino de todo el período de arranque, llega el momento en que la curva de potencia de la locomotora de vapor y de la locomotora Diesel, coinciden sensiblemente, es decir, las aceleraciones serán las mismas. A veces, la práctica, parece contradecir este aserto, cuando lo que en realidad ha pasado es que al hacerse el cambio de forma de tracción se aprovechó esa oportunidad para proveerla de una mayor potencia en relación al tren remolcado.

Por ejemplo, tenemos el caso del Ferrocarril Central Argentino, que muchos, seguramente, conocerán. Cuando se sustituyó la tracción de vapor por tracción eléctrica en la Sección de Villa Ballester-Retiro, los horarios previstos con la tracción eléctrica eran considerablemente menores que los de vapor. ¿Qué pasaba, señores? Se pusieron más HP por tonelada. Luego la aceleración era mayor y el tiempo empleado era menor. Si nosotros hubiéramos puesto la misma potencia en la lo-

comotora de vapor en relación al peso del tren remolcado, la aceleración sería exactamente la misma en los dos casos, y el servicio hubiera sido exactamente el mismo. Así es que recalco que estas comparaciones no se hacen en pie de igualdad para una y otra forma de tracción, y se aducen ventajas para la tracción diesel-eléctrica, que nada tienen que ver con la forma intrinseca en que la energía es llevada del combustible al gancho de la locomotora.

Por ejemplo, suele aducirse que los trenes Diesel-eléctricos tienen una mayor desceleración de frenado y, por lo tanto, susceptible de realizar una mayor velocidad media. Es lógico que un tren que tenga una buena desceleración de frenado pueda ser susceptible de una mayor velocidad comercial. Como eso depende de la fricción entre zapata, y ruedas, y adherencia entre la rueda y riel, eso no tiene nada que ver con el hecho de que la locomotora que arrastre el tren, sea Diesel, eléctrica o de vapor. La desceleración de frenado, será la máxima compatible con las condiciones de adherencia y con el tipo de freno que se ha empleado.

Me he permitido citar, en este sentido, cosas que pueden ser risueñas. Así, por ejemplo, en el Manuel Hütte, que es una obra de reconocida fama, dentro de la técnica alemana, se dice, hablando de las ventajas de la tracción eléctrica, de que la mayor velocidad y mayor comodidad estimula al viajero. Yo pregunto, aunque eso es cierto, ¿que tiene que ver eso con la tracción eléctrica? Es un chiste. Tiene un valor de propaganda importante, especialmente en la mentalidad del público no técnico.

Yo he tenido en cuenta todos estos principios al hacer la comparación. Creo haber sido equitativo, porque si elegí la mejor locomotora de vapor que hay construída hasta la fecha, también he elegido la mejor locomotora Diesel que yo personalmente había encontrado, y cuyo mejor exponente, es el decir que tiene 20 H.P. de fuerza por tonelada de peso. Se trata de lo mejor, en las condiciones que prefijo.

Voy a leer las conclusiones finales a que llego en este estudio.

CONCLUSIONES

Hemos planteado el problema en los únicos términos en que una colectividad cualquiera —llámese capital, sociedad o empresa— puede proponérselos; la satisfacción de una necesidad de energía para el transporte al que se prefija de antemano la condición de mínimo esfuerzo, es decir de mínimo costo. Todas las otras consideraciones que en último término no estén encuadradas dentro de éstas, salvando desde luego los más elementales principios que rigen nuestra civilización están demás.

Las conclusiones que este estudio hace aparecer con toda claridad, independientemente de toda consideración geográfica o de tiempo, tienen por fundamento principal la aceptación del hecho que significa

una ingeniería muy buena (en contraposición con la que estamos acostumbrados a ver y, que frente a la que aquí presentamos difícilmente justificaría su continuidad) explotada en condiciones ideales.

Tendríamos así:

1.º)—Que una explotación intensiva del material de tracción se impone con un carácter de exigencia.

2.º)—Que en ese caso los gastos de combustible aumentan relativamente a los otros, en importancia como para justificar una intensiva política de ahorro (investigaciones, educación, etc.) incluso aumentando el capital invertido en la unidad de tracción.

3.º)—Que se hace imperativo, por esa misma razón, el estudio matemático de la marcha de los trenes en relación al perfil de la línea y el asegurarse de que el personal de conducción aplique los principios que se deduzcan de ese estudio.

4.º)—Que tal estudio exige el conocimiento perfecto de las características de la locomotora (curvas de esfuerzo de tracción, consumo, aceleración, etc.) cosa que únicamente puede obtenerse por ensayos dinamométricos.

5.º)—Que el perfeccionamiento de las locomotoras exige su conocimiento profundo, lo que plantea con carácter ineludible un programa normal de ensayos con máquinas freno (u otro método análogo) y bancos de ensayos.

6.º)—Que solo un material muy bueno y moderno de tracción a vapor es capaz de competir económicamente con la tracción Diesel, y que mientras no se acepten las normas recientemente puestas de manifiesto por los ensayos, no será posible tener locomotoras buenas y a las que se les saque todo el provecho posible.

7.º)—Que frente a la constatación de las diferencias de rendimiento entre máquinas similares (Figs. 1, 2 y 3 del texto) se plantea el problema de la revisión total de las normas para proyectar locomotoras, siendo inadmisible que sigan apareciendo máquinas en que esas diferencias subsistan en una medida por demás grave.

8º)—Que los estudios ecunómicos son la única norma a que deben en último término ajustarse todas las decisiones. (Salvo razones especiales).

9º)—Que los gastos de tracción son proporcionales en gran parte a la energía consumida en horizontal y recta por el material remolcado, lo que impone la necesidad de estudiar a fondo la forma de reducir estos requerimientos, haciéndose difícil la prosecución de una política que no evolucione hacia el material liviano y aerodinámico, dado que esos requerimientos de energía pueden reducirse a la mitad.

10)—Que en tracción Diesel se impone una delicada compensación entre la capacidad de reserva de potencia y el costo de operación, (que tienen características contrarias).

11)—Que la sola consideración de los rendimientos térmicos es



absurda para determinar la decisión de elegirse la forma de tracción más conveniente.

12)—Que solo una valorización monetaria de todas las ventajas y desventajas, aún de aquellas más difícilmente cuantificables, es el único medio de arribar a conclusiones definitivas.

13)—Que la sola consideración de los gastos directos (out of pocket money) sin tener en cuenta las cargas financieras, es errónea.

14)—Que es absolutamente absurdo atribuir ventajas a cualquiera forma de tracción que no son determinadas por su naturaleza.

15)—Que al efectuarse cualquier estudio comparativo deben presuponerse condiciones equiparables en ambas formas comparadas.

16)—Que al hacerse un estudio de esta naturaleza es imprescindible valorar la forma y características que asumiran el tráfico, las condiciones económicas las condiciones sociales, etc., con el transcurso del tiempo.

17)—Que la teoría de errores permite calcular el grado de probabilidad de certidumbre de las conclusiones finales, y que constituye una ayuda no despreciable para determinar el grado de precisión que se debe exigir de los cálculos.

18)—Que el «principio de proporcionalidad» señala en general el límite ideal al que deben tender al variarse las condiciones de operación.

19)—Que las altas velocidades no implican gastos extraordinarios siempre que la energía cueste poco gracias al buen rendimiento de las máquinas.

20)—Que la bondad de una unidad de tracción no debe ser únicamente juzgada por sus características mecánicas.

21)—Que la explotación de una unidad de tracción en la mayor cantidad de servicios posibles es ideal especialmente en el caso en que la intensidad de tráfico no es muy grande.

22)—Que la locomotora de vapor clásica es susceptible de grandes perfeccionamientos.

23)—Que su concepción como unidad de tráfico ha cambiado fundamentalmente.

24)—Que el consumo a regulador cerrado debe ser considerado como inexistente, en contra de la forma universal de considerarlo.

25)—Que la consideración de las posibilidades de mejoramiento deben ser tenidas en cuenta en la importancia que tienen.

26)—Que los riesgos a que se someten capitales grandes especialmente en razón de la posibilidad de una variación en las condiciones económicas e internacionales puede ser un factor determinante para la adopción de una solución más cara, pero menos riesgosa.

27)—Que siempre es posible satisfacer la exigencia que en materia de potencia se plantee respecto de la velocidad o peso de los tre-

nes siendo únicamente una simple cuestión de relacionar el tamaño de la locomotora con las necesidades, evitándose abusos.

28)—Que a igualdad de potencia instalada el servicio es igual.

29)—Que no son admisibles razonamientos más o menos intuitivos frente a consideraciones numéricas.

30)—Que no se podrá objetar que estas consideraciones están basadas en suposiciones teóricas en lo que respecta a la performance de las unidades de tracción, ya que los resultados son los realmente obtenidos en máquinas reales.

31)—Que en vista de la gran disparidad que presentan estas cifras de gastos de tracción con las que dan las estadísticas, cabe preguntarse seriamente si no sería preferible «empezar de nuevo» con los ferrocarriles.

32)—Que examinando las figuras 18 y 19 del texto aparecen nítidamente las diferencias de costos de tracción netamente a favor de la tracción a vapor, *siempre que asuma la forma moderna y eficiente que hemos supuesto,* y que el examen de los errores probables hace que esa conclusión sea definitiva.

33)—Que a medida que los costos de combustibles se hacen menores debido al menor precio en el mercado, la tracción a vapor aumenta en sus posibilidades de ofrecer un servicio más económico que el Diesel.

34)—Que el establecimiento de primas por economías de combustible que tengan en cuenta el cumplimiento del servicio es, juntamente con una educación profesional, el medio más efectivo para asegurarse de que los trenes marchan con el mínimo consumo de combustible compatible con las circunstancias.

35)—Que es totalmente inaceptable diferencias individuales entre distintos personales de conducción en cuanto al consumo de combustible, diferencias que suelen llegar al 40 %.

36)—Que la índole de la locomotora de vapor la hace depender más de la acción personal del conductor y ayudante en contraposición con lo que ocurre con la tracción Diesel, razón por la cual los problemas psicológicos, económicos y físicos adquieren una importancia excepcional.

37)—Que no debe abusarse de la capacidad de la locomotora de vapor para funcionar en condiciones precarias de marcha.

38)—Que el exacto conocimiento de las relaciones que existen entre el peso del tren, las características mecánicas de la unidad de tracción y el perfil de la línea son indispensables para adecuar las cosas a una explotación económica.

39)—Que la mayoría de las economías susceptibles de hacerse en el perfeccionamiento de la tracción no tienen un carácter de incompatibilidad recíproca, sino que por el contrario son aditivas, y que por esta causa el resultado final puede presentar respecto de la forma or-

dinaria de llenar las necesidades, una economía total sumamente importante.

40)—Que es dable esperar un considerable progreso en tracción a vapor dada la potencialidad intrínseca de este medio de tracción, ya que no se ha hecho un aprovechamiento integral del potencial científico disponible.

41)—Que el problema de la trasmisión de la energía desde la planta motriz Diesel a la periferia de las ruedas motrices es el punto neurálgico de su economía, y cuya solución en forma más racional y elegante implicará una considerable reducción en los gastos de tracción, principalmente por la reducción de las cargas financieras.

42)—Que puede afirmarse categóricamente que la provisión de energía para efectuar el transporte es el requisito fundamental a tenerse en cuenta, y que la performance obtenida es independiente de la forma que asuma la fuente de energía.

Señor Presidente. — Si algún señor Delegado quiere hacer uso de la palabra...

Señor Ponsati. — Pido la palabra. Dado el carácter del trabajo que se nos ha leído, creo lo más prudente solicitar de la Comisión Permanente su publicación en el Boletín. Queda así, bajo la lógica responsabilidad del autor, y se presta a la iniciación de la réplica o del estudio, por parte de quienes deben hacer la réplica o el estudio.

Señor Porta. — Yo creo que este trabajo tiene características de interés general, independiente de esa discusión a que se refiere el señor Ponsati, y que puede publicarse en los Anales del Congreso, con las reservas con que ha sido aprobada la publicación de otros trabajos, y que la discusión que propone el señor Ponsati puede seguir en el boletín, puesto que ha sido presentado acá este trabajo, y por tener, como acabo de decir, elementos de orden general favorables a la solución de distintos problemas. Creo, repito, que puede ser publicado en los Anales del Congreso, sin oponerme, desde luego, a que la discusión del mismo sea seguida en el Boletín.

Señor Presidente. — Es un trabajo muy interesante y la precipitación en publicarlo puede perjudicar el trabajo mismo.

Señor Ponsati. — Es de un interés de análisis.

Señor Myatt. — Es una lástima que nosotros no hayamos tenido con anticipación una copia del trabajo, porque se trata de uno de los problemas que más afecta la economía de todos los medios de transporte la cuestión de la locomotora a vapor contra la Diesel. Por mi parte, me alegro que se tenga interés en lo que respecta a la locomotora de vapor, porque lo cierto es que todos se inclinan, por el de Diesel. El señor Porta en todo lo que ha leído ha hablado de generalidades, pero no ha mencionado nada sobre algunos detalles, tales como renovaciones de las unidades, etc. Hay muchas cosas. Hemos hablado del emparillado móvil y la cuestión de combustibles, pero hay muchísimas cosas que analizar.

En el F.C.C.A., nuestras locomotoras son construídas para quemar carbón de Gales, que tal vez es la mejor clase de carbón en el mundo, y con el emparrillado móvil vamos a aumentar el consumo, si empleamos un carbón de mejor calidad. El carbón de Gales tiene solo 5 % de cenizas. Ahora estamos quemando carbón Chileno, Norte Americano, Brasileño y Sudafricano. El Chileno tiene 15 % de cenizas, el Sudafricano 12.15 % y el Brasileño 28 %.

SEÑOR MARTINS COSTA. — Es verdad.

SEÑOR MYATT. — Quemar carbón de Gales con emparrillado movible, no es lógico. La prueba es que nadie ha adoptado en Inglaterra el emparrillado movible, como le tiene Estados Unidos .

Otro problema de que se ha hablado es de que hay que parar la máquina durante un mes para lavar la caldera, etc., quedando la máquina, durante ese término, fuera de servicio...

SEÑOR PRESIDENTE. — Sería de tracción a petróleo, que es un factor que hay que estudiar. Naturalmente, es local. Yo encuentro que el trabajo del señor Porta es inmensamente interesante.

SEÑOR MYATT. — Hay una docena de cosas que creo no están incluídas en ese trabajo. Nosotros, en estos momentos, estamos estudiando la compra de máquinas nuevas, y tenemos para comprar máquinas Diesel y de vapor. Por lo tanto, me parece que debe dársenos a todos nosotros una copia, para poder dar nuestra experiencia práctica.

SEÑOR PONSATI. — Lo que se acaba de decir, me lleva a mi primera proposición. Eso no quita que oportunamente, cuando la solución sea visible, se lleve al próximo Congreso. Creo que un trabajo de esta naturaleza, que indudablemente puede prestarse a la polémica de carácter técnico, debe ser puesto, antes de llegar a una conclusión, que en cierto aspecto es fundamental, en conocimiento de todo el mundo ferroviario, para que analice, estudie y concrete los resultados de una experiencia orientada, tal vez por el mismo trabajo que se presenta, y publicarse en el Boletín puede dar la base definitiva de una solución en el Congreso futuro.

SEÑOR PORTA. — Puede ser muy tarde.

SEÑOR PONSATI. — No creo. La producción de locomotoras en las distintas fábricas está muy limitada y comprometida por muchos años para las necesidades de Europa.

SEÑOR PRESIDENTE. — Y de América.

SEÑOR PONSATI. — Las adquisiciones no pueden ser hechas en grande. Lo saben los Representantes de las Empresas, y no puede variar eso la situación del futuro. Para nosotros es difícil abrir el juicio que significa la publicación de un trabajo, de un estudio de esta magnitud en los Anales del Congreso. Hay otra razón, también, la presentación fuera de término...

SEÑOR PORTA. — Estaba anunciado.

SEÑOR PRESIDENTE. — Sin embargo, no está en la lista.

SEÑOR PONSATI. — La presentación fuera de término lo pone al margen, y a pesar de ello lo estamos considerando. No es cerrar las

puertas. Al contrario; creo que es abrirlas, y un trabajo de esta naturaleza, que hay que discutirlo, que hay que estudiarlo, que verlo en sus mínimos detalles, en todas las premisas que sienta y en todo el analisis numérico que hace, creo que su mejor destino es el de la publicación en el Boletín, sometido a la consideración de todo el elemento ferroviario, para luego debatir, si hay algo que debatir o apoyar, si hay algo que apoyar, y habrá una conclusión definitiva.

SEÑOR CLARDY. — Apoyo esa solución.

SEÑOR MAILLER. — Se trata, como se ha dicho con razón, de un trabajo muy grande. Se ha hablado de las locomotoras. Nosotros sabemos perfectamente bien que las locomotoras que tenemos en nuestro país, por ejemplo, no son de las más modernas de que se puede disponer.

También se ha hablado de primas a dar al personal de máquinas para que sirvan bien. Eso existió en la Argentina. Fué discutido por el personal, rechazado por el personal y amenazaron con ir a la huelga, por este asunto.

SEÑOR PORTA. — Al efecto, me permito aceptar la experiencia de los ferrocarriles Chilenos que consta en los Anales del IV Congreso Panamericano que por la implatación del sistema de primas se lograron economías del 20 % en el consumo.

SEÑOR MAILER. — No es posible controlar el consumo de carbón en la práctica, para dar primas. En máquinas nuestras trabajan 7 personales cuando están en servicio. ¿Quién puede decir cuál de ellos es el que ha gastado carbón? Nadie.

SEÑOR MARTINS COSTA. — Pido la palabra. Me puedo referir simultáneamente, con un propósito de interés general, al trabajo del Ingeniero Johnson y al tema central de esta discusión.

Fundamentalmente, me parece que el problema se plantea en estos términos: los ferrocarriles están decididamente en un período de evolución, que corresponde, en primer lugar, a contrarrestar la competencia que se les ha venido encima, durante los últimos años, con el progreso de los vehículos motorizados y con la coexistencia de muy buenos caminos paralelos a las vías. Enseguida, este problema se refiere en la actualidad a la dificultad esencial de aprovisionamiento y reemplazos que ocurrió durante el período anormal de la guerra, de consuno con las dificultades financieras de las empresas mismas, y, ahora, de aprovechar los nuevos desarrollos que el avance del arte ha puesto al alcance de la técnica de construcción de máquinas.

En esas condiciones, fundamentalmente el mérito del trabajo que se acaba de leer, radica, a mi juicio, en el relieve que pone en cuanto a la necesidad de desprenderse de prejuicios e ideas subalternas respecto de un problema más importante, de carácter permanente. Esta es la verdad del prejuicio con que a menudo se aborda esta naturaleza de problemas y esencialmente la característica subalterna, con que a menudo se juzga un problema más vasto.

Tenemos condiciones específicas como por ejemplo la que aludía

el señor Mayller, de peso del riel. Pero en esto deberíamos razonablemente aceptar, como condición general ineludible, que líneas cuyo peso de riel, calidad de balasto y otras limitaciones no hacen posible la aceptación de un peso mayor tendrán necesariamente que resolver el problema en vista de las nuevas velocidades que sean compatibles con la competencia que deban contrarrestar y las características del nuevo servicio que les sea menester. Entonces no podríamos decir a priori que la limitación está en el peso actual admisible por eje, sino en la solución general de vía que tal ferrocarril haya de dar, en el sentido económico, a su problema general y vastísimo de transporte. En esencia, el problema es uno solo: las empresas ferroviarias venden transporte, compiten con elementos similares, tienen que producir transporte de la mejor calidad al mínimo de costo y creo que éste es el problema elemental que se trata de resolver.

Otro detalle decididamente subalterno que aquí se ha aludido y que se va resolviendo dentro de la misma gama evolutiva del avance del arte, es el del agua. Es indudable que tiene considerable mayor importancia para el caldero actual, esto es para el caldero remachado, pero dejará de tener igual importancia en calderas soldadas, en donde las incrustaciones intercristalinas tendrán una evolución totalmente diferente, si no se llega a su absoluta eliminación.

También es incuestionablemente un problema local la calidad de combustible que se use en un momento determinado, y no podríamos aceptar para el uso o no empleo ventajoso de la parrilla oscilante la condición anormal de que en la actualidad o durante la guerra, no se podía consumir la calidad de carbón que hacía más eficaz el empleo de ese tipo de parrilla o de otro.

Es indudable que, en la selección de equipo, estamos frente a principios perfectamente claros. Para la práctica de todos los días, el combustible más fácil de disponer, con sujeción al precio a que podamos adquirir este combustible, razón por la cual no podríamos tampoco decir a priori si esta solución va a ser para nuestro caso particular, mejor que otra en el sentido económico; sin perjuicio, de todas maneras, para que en este trabajo que juzgamos siempre quede en pié, en todo su valor, la solución estrictamente científica. Ha habido, en el campo del aprovechamiento del vapor, que ciertamente ha mostrado un avance en los últimos años considerablemente superior al de los otros métodos de tracción, algunas novedades como la que se refiere a la turbina de vapor. Aludiré primero al de la turbina de vapor —se ha conseguido bastante rendimiento térmico y, asimismo se ha logrado con la máquina recíproca de vapor de último diseño—. El progreso de la máquina recíproca de vapor, en cuanto a su utilización efectiva, es inferior a la que permite el verdadero estado del arte y de los recursos constructivos. La utilización depende esencialmente del tráfico. Si no hay tráfico, la utilización es cero. Esto parece una perogrullada, pero para establecer condiciones comparativas de utilización, tiene que advertirse que tanto existen prejuicios como interferencia de normas de explotación

que nada tienen que ver con tel tipo de máquina. No se hace correr las máquinas a vapor todo lo que efectivamente pueden correr; no se las hace pasar, a menudo, de una zona a otra; aún en algunas empresas, el recorrido de la máquina está limitado al tiempo, en que está a bordo de la máquina una tripulación y así.

Estas normas de explotación tienen un paréntesis económico interesantísimo. Investigaciones de orden general, que por cierto, por ser de esta característica pierden exactitud cuando se refieren a un caso particular, porque so na menudo, consecuencia de una distinta condición social, en donde las exigencias obreras son de otro orden, pero aún con este coeficiente de error, demuestran que el gasto de conservación de una máquina antigua recíproca a vapor era del orden del 40 % del total del gasto directo de explotación. De este total el caldero se llevaba la mayor parte y ya se ha hecho, no tan sólo ensayos, sino comprobaciones experimentales, que estos costos han disminuído tanto como los gastos de conservación del rodado. Las economías provienen en este último de la adopción de bastidores fundidos, rodamientos antifricción, lubricación mecánica, etc. Y la economía aumenta, además, con la reducción del gasto de inspección porque ya no hay, ni la necesidad del cuidado, ni la cantidad de tiempo que antes llevaba.

El uso, por otra parte, de la locomotora Diesel, ha estado limitado, en gran parte también, por la dificultad de proyectar motores Diesel de velocidades suficientemente altas para reducir el peso y el costo dentro de velocidades que aseguren resultados satisfactorios, de buen comportamiento y de larga duración. Parece, *prima facie*, que en el servicio de maniobras el gran porcentaje de utilización de las máquinas, junto con las características propias de este trabajo, ofrecen un campo más favorables para el Diesel de baja velocidad y hacen que este tipo de máquina, en este momento, sea el más satisfactorio para ello, pero vuelvo al punto inicial.

El mérito del trabajo que juzgamos, es en sí, especialmente, el de despertar interés por esta clase de estudios, que a menudo se han hecho, comparando elementos que no son comparables, o no desprendiéndose de los prejuicios que enturbian el análisis. Por lo tanto, señor Presidente, junto con significar mi acuerdo fundamental con el autor de este trabajo, apoyo su publicación en el Boletín, porque encierra todavía el mérito de hacerlo conocer con anticipación a lo que sería en los Anales mismos del Congreso.

Señor Presidente. — Vamos a concretar la proposición.

Señor Ponsati. — Recomendar a la Comisión Permanente del Congreso la publicación en su Boletín del trabajo presentado por el Ing. Porta, bajo responsabilidad del autor, para ser sometido a la crítica técnica que el mismo merezca, con el fin de obtener conclusiones definitivas sobre el problema que se plantea, para ser llevadas al próximo Congreso.

SEÑOR PRESIDENTE. — Si no hay observación se dará por aprobada la proposición.

(Aprobada).

El señor Clardy, va a hacer una exposición de su trabajo: «Los problemas de transporte y su solución».

(Hace la traducción el señor Gamboa).

SEÑOR PRESIDENTE. — Creo que debe resolverse su publicación con carácter informativo.

(Aprobado).

Y no habiendo más asuntos se levanta la sesión.

Así se hace.

TRABAJOS CUYA
PUBLICACION FUE
ACORDADA POR EL CONGRESO

TEMA 5

DESARROLLO DE LOS FRENOS FERROVIARIOS.

Autor: *Ingeniero LEWIS J. MUSSER.*
Relator: *Señor RAFAEL MARCACCIO.*

85.

Una de las tendencias más marcadas en el desarrollo del transporte es el continuo aumento en el peso y velocidad de los trenes.

Las publicaciones técnicas indican que continuamente se construyen y entregan a las Repúblicas Sudamericanas locomotoras más poderosas y eficientes.

Cada tren que se pone en movimiento debe contar con dispositivos de freno proporcionales para controlar y detener el tren, pues de otra manera la masa en movimiento significaría un peligro y perjuicio en lugar de un beneficio.

Debe recordarse que la energía cinética de un tren, que debe ser disipada para controlar y pararlo, aumenta en proporción directa del peso y el cuadrado de la velocidad.

Como una base para considerar este problema y para explicar la existencia de los distintos tipos de freno actualmente en uso, es interesante recordar los incrementos que han recibido los trenes en longitud y peso, desde la fecha en que el freno de aire fué usado por primera vez hasta las condiciones imperantes en la actualidad:

	1896	*1945*
1. Esfuerzo de tracción promedio	2,860 Kgs.	23,500 Kgs.
2. Peso medio coche pasajeros	9,000 »	45/ 64,000 »
3. Tara media vagón carga	5,500 »	15/ 23,000 »
4. Capacidad promedia vagón carga	9,000 »	45/ 75,000 »
5. Número promedio coches por tren	5 coches	12/16 coches
6. Velocidad máxima tren pasajeros	55 K. P. H.	140/190 K. P. H.
7. Cantidad máxima vagones por tren	15 vag.	100/150 vag.
8. Peso bruto por tren de carga	300 T.	5/12.000 T.
9. Velocidad máxima tren de carga	45 K. P. H.	80/85 K. P. H.

Podemos deducir aproximadamente que los pesos de los trenes de pasajeros en este período se han hecho 12 veces más grandes y las velocidades han ido desde 55 K.P.H. a 145 K.P.H. En servicios de carga el peso promedio de los trenes ha aumentado en 30 veces y las veloci-

dades han ido desde 45 K.P.H. a 80 K.P.H. En forma general puede decirse que la energía cinética de los trenes en los Estados Unidos se ha incrementado en aproximadamente 80 veces de lo que era, cuando los frenos de aire fueron usados por primera vez.

Corresponde aclarar que no se repiten estas condiciones en los Ferrocarriles Sudamericanos pero debe notarse que los pesos y velocidades van siendo aumentados constantemente y se proyectan actualmente servicios de pasajeros para 125 K.P.H. y trenes de carga con 60 a 80 vagones que representan 2.500 toneladas detrás del tender, con velocidades de 65 a 70 K.P.H. Este representa un marcado contraste con los trenes de 500 toneladas en servicios de carga y con velocidades máximas de 70 a 90 kms. por hora en los trenes de pasajeros. Es evidente que el futuro traerá aumentos aún mayores en los pesos y velocidades de los ferrocarriles sudamericanos.

Entre el personal técnico se pregunta a menudo porqué existen distintos tipos de frenos de aire y porqué no se ha adoptado un equipo común standard. La contestación reside en el hecho que los pesos y velocidades de los trenes han aumentado en forma demasiado rápida y más allá de la imaginación y planificación de los especialistas encargados de proyectar estos frenos. Todos los ferrocarriles no querían o necesitaban los equipos altamente perfeccionados que fueron adoptados por algunos; sin embargo, debe hacerse notar que todos los equipos de freno automático son capaces de operar conjuntamente cuando se los conecta en un mismo tren.

Puede resultar de interés hacer un breve resumen de los distintos equipos de freno, sus características y uso general.

FRENOS USADOS EN SERVICIOS DE CARGA

Fecha	*Tipo de equipo*	*Triple Válvula*	*Vehículos por tren*
1833	Freno a vapor (locomotora)	No	4 a 5
1869	Freno de aire directo (tren)	No	5 a 6
1872	Freno automático simple	Tipo F	10 a 12
1887	Automático de acción rápida	Tipo H	hasta 50
1905	Automático acción rápida, servicio rápido, alivio retardado	Tipo K	hasta 100
1933	Mejoras para acción más positiva y sincronizada a lo largo del tren ...	AB	hasta 150
1936	Dispositivo automático de cargado y vacío para uso con equipo AB	AB	hasta 150
1944	Freno compensado para usar en vagones de acero especial con taras reducidas y alta capacidad	AB	hasta 150

FRENOS USADOS EN SERVICIOS DE PASAJEROS

Fecha	*Tipo de equipo*	*Triple Válvula*	*Vehículos por tren*
1887	Automático de acción rápida	P	de 12 a 15
1910	Automático de acción rápida, de descarga graduable	L	hasta 15
1914	Equipo de pasajero universal	U - 14	hasta 20
1934	Equipo UC-20 para servicio suburbano y trenes expresos	U - 20	3 a 25
1934	Equipos HSC para trenes alta velocidad, aire directo automático y control eléctrico, retardo constante con control de regulador en presiones del cilindro de freno	D - 22	hasta 25
1942	Equipo HSC con regulador de control mejorado y dispositivo de Decelostat para evitar patinado	D - 22	hasta 25

El problema fundamental de los frenos consiste en conseguir que estos se apliquen y aflojen igual y sincronicamente en todos los vehículos del tren, aproximadamente en el mismo instante de tiempo. Esto significa vencer ó disminuír el efecto del frotamiento en la cañeria ó la resistencia a la corriente de fluída a través de la cañería del tren y el control del juego libre del tren

Tanto los equipos del freno de aire comprimido como de freno al vacío están basados en el pasaje de fluídos a presión a través de caños. Esta corriente debe vencer la influencia opuesta por su propia inercia, la resistencia de frotamiento en las paredes de los caños, y las contracciones en los codos, aparatos, etc.

Cada vehículo tiene una determinable flexibilidad de movimiento en sus enganches, aparatos de tracción y otras variaciones, que permiten a la locomotora poner en movimiento cada uno de estos vehículos por separado, y no al conjunto del tren tomado como unidad, lo que requeriría un esfuerzo de tracción excesivo y por demás elevado para condiciones prácticas ó económicas. Este juego libre en el tren, que es una necesidad desde el punto de vista del arranque y aceleración, constituye decididamente una desventaja y un peligro desde el punto de vista de la deceleración y frenado. De ahí que sea necesario tomar medidas para controlar esta acción.

Se han realizado ensayos en trenes con enganches automáticos centrales, que demuestran que el movimiento producido por el juego libre de los enganches y aparatos de tracción, representa entre 23 y 28 cms. por vehículo; de manera que un tren de 15 vehículos puede llegar a

tener 4,8 ms. de juego y un tren de 50 vehículos puede alcanzar a tener un desplazamiento de 13 ms. de juego libre sin control.

El fin del proyectista de frenos consiste en reducir los efectos adversos de la presión y frotamiento en la cañería, de manera que los frenos del primer y último vehículo en el tren, actúen en el mismo espacio de tiempo, desarrollando simultáneamente fuerzas de frenado en tal forma sincronizadas, que eviten los inconvenientes de la acción del juego libre.

Para ilustrar el efecto del frotamiento en la cañería, hemos tomado un ensayo reciente con un tren de 150 vagones de carga, con cañería de 1 ¼ pulgadas, de una longitud total de 2300 ms. La cañería de freno fué cargada a una presión de 70 libras por pulgada cuadrada, habiéndose cerrado previamente todas las conexiones de la cañería a los aparatos de freno. Luego se abrió el robinete angular en la cola de este tren, conectándose directamente este extremo con el aire atmosférico. No se encontró indicación alguna de cambios en la presión del otro extremo del tren, sino a los 8 segundos, y se necesitó un período de 17 segundos antes que la presión en este otro extremo se redujera en 1 libra por pulgada cuadrada. La reducción de presión fué tan lenta y uniforme que aparecía mas bien como una expansión y no como una corriente de escape a la que se atribuiría la disminución en forma general.

Otra indicación del éxito obtenido por los proyectistas de frenos, se demostró en otro ensayo realizado con un tren de carga de 64 vagones de dos bogies, con un largo total de 930 ms. La relación de propagación con equipos de freno al vacío, sin válvulas aceleradoras, resultó de 72 ms. por segundo, y, con el equipo de freno de aire KC, se elevó a 207 ms. por segundo. Con el equipo de freno de aire AB este grado de propagación en aplicaciones de servicio, llegó a 240 ms. por segundo, y a 296 ms. por segundo en aplicaciones de emergencia, velocidad que se aproxima a la del sonido que ha sido siempre la meta a que han querido llegar los proyectistas.

Sale de los límites de esta disertación la discusión de los diversos tipos de equipos de freno, y por esta razón haremos sólo referencia a algunos frenos de aire que se utilizan en forma corriente con acotaciones breves a algunas condiciones especiales.

Equipos de frenos de Locomotoras:

El equipo de freno utilizado generalmente en las locomotoras a vapor es el Nº 6 E.T. cuyas partes principales son las siguientes:

1º El compresor de aire a vapor compound, que suministra las necesidades totales de aire a presión para el tren.

2º El regulador del compresor que controla su operación manteniendo la presión de depósito principal entre dos puntos predeterminados.

3º Los depósitos principales en los cuales el aire es enfríado y almacenado para su uso cuando sea necesario.

4º La válvula de alimentación que mantiene automáticamente una presión predeterminada en todo el sistema evitando su gasto y pérdidas.

5º La válvula de reducción que reduce la presión del depósito principal para la operación directa del freno de aire en la locomotora.

6º La válvula de freno automática que controla la operación de los frenos del tren y la locomotora. La válvula de freno independiente permite la operación de los frenos de la locomotora independientemente de los frenos del tren.

7º La válvula de distribución que, actuando por la válvula de freno permite: (a) que la presión de aire pase a los cilindros de freno, manteniendo la presión de aire requerida en estos cilindros, independiente de pérdidas ó variaciones en la carrera del pistón; y (b) que escape la presión del cilindro de freno.

8º Puede instalarse, en la cañería del freno, una válvula de escape, colocada en el tender para asegurar la trasmisión de una operación de emergencia en el tren ó viceversa.

9º Cilindros de freno apropiados con pistones y palancas conectados a través de la timonería de freno a las zapatas, que frenan o aflojan según se apliquen ó aflojen los frenos.

El equipo Nº 6 E.T. (locomotora y tender) es apropiado para usos en servicios de pasajeros, cargas y maniobras; ha sido diseñado en forma tal que todas las válvulas principales pueden ser retiradas para limpieza y reparación sin modificar las cañerías y uniones. Las ventajas principales de este equipo consisten en poder utilizarse la fuerza de frenado de la locomotora independientemente de los frenos del tren. Es práctica correcta y corriente considerar los frenos de la locomotora como medio auxiliar para controlar la acción del juego libre del tren y para mantenerse en reserva en caso de una emergencia. No debe utilizarse esta fuerza de frenado como medio principal de controlar al tren, descendiendo largas pendientes o para hacer paradas regulares de estación. Es mucho más económico utilizar los frenos del tren, con mayor cantidad disponible de zapatas de freno y metal de llantas para disipar la energía producida, que concentrar este trabajo en las zapatas y llantas de la locomotora. Esta práctica correcta representa un verdadero beneficio al permitir mantener las locomotoras en servicio por mayores períodos de tiempo entre reparaciones generales.

Hay además un otro equipo Nº 24 RL. para locomotoras, que se utiliza en las máquinas de mayor potencia y peso que hacen necesario el uso de cilindros de freno mas grandes. Este equipo sincroniza mejor con los sistemas AB de carga y HSC de pasajeros pero en principio, realiza las mismas funciones que las correspondientes al equipo Nº 6 E.T.

Equipo de freno de capacidad sencilla:

La mayoría de los Ferrocarriles en la América del Sud que utilizan frenos de aire comprimido usan equipo del tipo KC, con las siguientes

Todos los frenos ferroviarios son automáticos, lo que quiere decir que en caso de una rotura en la cañería de freno ó mangas del tren, todos los frenos de este tren se aplicarán automáticamente, sin intervención de ninguna persona ni agente exterior y el tren será así detenido.

La acción rápida, comunmente conocida como emergencia, tiene lugar cuando se obtiene por cualquier causa una brusca reducción en la cañería del freno. Esta característica de acción rápida una vez iniciada, queda al margen del control del maquinista y producirá una máxima presión en el cilindro de freno a través de todo el tren muy rápidamente. En estos casos el tren se detendrá completamente antes de poder volver a iniciar la marcha.

La característica de servicio rápido produce una rápida y uniforme aplicación de los frenos como consecuencia de aplicaciones normales de servicio. Esta acción queda enteramente bajo el control del maquinista y permite aplicaciones más flexibles, livianas ó fuertes según sea necesario. La característica de servicio rápido funciona como si se instalara en cada vehículo una pequeña válvula de freno, bajo el control de la válvula de freno en la locomotora, en condiciones de servicio de aplicación de frenos normales. Esta característica es de gran importancia al permitir reducir la distancia de parada y especialmente dominar, bajo mejor control, el juego libre del tren cuando se opera con trenes largos.

La característica de afloje uniforme es de importancia particular en trenes de mas de 30 vehículos. En la parte de atrás de la válvula corredera de la triple válvula se instala un tope limitado por un elástico. Naturalmente cuando se inicia el afloje de los frenos de un tren, la presión de la cañería del freno en los vehículos mas próximos a la locomotora, tendrá un valor mayor y aflojará normalmente la presión del cilindro, en un período de tiempo más corto que en los vehículos de la cola del tren. La rápida recarga de los depósitos auxiliares en los vehículos delanteros, las pérdidas en la cañería del freno y la resistencia normal a la corriente fluída bajo presión, retarda el afloje y la recarga de los frenos de los vehículos traseros. El dispositivo de tope opera en tal forma que cuando la presión en la cañería es alrededor de 3 libras mas alta en la cara del pistón equilibrante de la triple válvula, que la presión del depósito auxiliar en la otra cara de este mismo pistón, el elástico en el tope de retardo es comprimido y la válvula corredera de la triple válvula se coloca en la posición de afloje retardado (un afloje de cilindro de freno de 50 a 5 libras en alrededor de 22 segundos). La presión en la cañería de los vehículos traseros no puede ser cargada en 3 libras por arriba de la presión del depósito auxiliar, debido a la carga de los depósitos en los vehículos delanteros etc., por lo tanto el afloje del cilindro de freno en estos vehículos será realizado en un período de tiempo menor (50 a 5 libras en alrededor de 6 segundos). En trenes de mas de 30 vehículos, en los cuales el juego del tren es considerable, los frenos en los vehículos delanteros y traseros, aflojan aproximadamente al mismo tiempo, evitando así que el juego libre del tren actúe en forma violenta.

La característica de recarga uniforme es una parte de la función del afloje retardado, desde que cuando el pistón y válvula corredera están en posición de afloje retardado, la ranura que controla la alimentación se encuentra notablemente reducida suministrando una menor cantidad de aire a los depósitos auxiliares, forzando así una mayor cantidad de aire a la parte trasera del tren, con el propósito de aflojar mas positivamente los frenos en esa sección y permitiendo una más rápida recarga de los depósitos auxiliares de los vehículos traseros, que lo que sería normalmente posible. Esta recarga mas uniforme de todos los depósitos auxiliares es de gran ayuda para evitar la reaplicacion de los frenos en los vehículos delanteros y suministra una fuerza de frenado mas uniforme a través del tren, cuando se descienden pendientes.

El equipo de freno para «Vacío» y «Cargado»

El freno de capacidad sencilla, con un cilindro de freno, resulta adecuado cuando la relación entre carga máxima a vehículo vacío no es mayor que la proporción de 4 a 1, y cuando no hay largas pendientes en exceso del 25 por mil. La relación de frenado recomendada es del 60 % del peso del vehículo vacío, con 50 libras de presión en el cilindro de freno, y en ningún caso debe usarse una relación de frenado mayor que el 75 %.

Encontramos sin embargo algunos vagones para minerales de aceros livianos con una relación de carga mayor que la anterior, como por ejemplo taras de 13,6 toneladas con capacidad de carga de 50 toneladas lo que da un peso bruto total de 63,6 toneladas, operando en pendientes mayores del 30 por mil. Recientemente se han importado en Ferrocarriles de la América del Sud, vagones para minerales que tienen una tara de 21 toneladas y una capacidad de carga de 75 toneladas, vagones que operan en pendientes del 25 por mil. Es evidente que vehículos de estas características, cuando están completamente cargados, lo que es práctica corriente en vagones de minerales, no pueden descender pendientes constantes aún del 20 por mil, con un solo cilindro de freno.

En estos casos, se usa un segundo cilindro de freno ó cilindro de freno de vagón cargado, con válvula de cambio y palancas proyectadas en tal manera que el vehículo vacío se frena al 60 % de su peso con 50 libras de presión en el cilindro de freno utilizando solamente un cilindro; y el vehículo completamente cargado se frena al 30 % de su peso total, con 43 libras de presión en el cilindro de freno. El cilindro de «cargado» tiene una varilla dentada especial y mecanismo de pesador que permite el movimiento libre de la varilla en el vástago hueco del cilindro, cuando el cilindro de «cargado» no está en operación, pero cuando se invierte la válvula de cambio y opera el cilindro de «cargado», el mecanismo de pasador engancha con la varilla dentada, y no permite una carrera de pistón mayor de 2 a 3" en el ci-

lindro de «cargado». En esta forma se obtiene una alta fuerza de frenado con un consumo reducido de aire comprimido, lo que es muy importante, especialmente con trenes largos y pendientes muy fuertes.

Es evidente que debe tomarse un cuidado especial para ajustar debidamente el mecanismo a su posición de «vacío», cuando el vehículo está cargado por debajo de la mitad de su capacidad; y a la posición de «cargado» cuando el vehículo está cargado por arriba de la mitad de su capacidad. Por ejemplo un vehículo de 21 toneladas de tara y 75 toneladas de capacidad tendrá una fuerza total de frenado en las zapatas, de 96 toneladas brutas de peso, multiplicada por una relación del frenado de 0.30, es decir de 28,8 toneladas. Esta fuerza producirá seguramente patinado de las ruedas con vehículos vacíos, pero debido al hecho corriente que los vagones para minerales están generalmente completamente cargados o vacíos, no hay mayor dificultad en realizar los debidos ajustes para el freno en condición de «vacío» ó «cargado».

Este sistema de «vacío» o «cargado» con control de aire directo se usa en los países Occidentales de la América del Sud donde se encuentran pendientes entre el 30 y el 50 por mil. Durante la operación de esta clase de equipo es común aplicar primeramente los frenos automáticos del tren para conseguir rápidamente una aplicación uniforme en todos los vehículos, y luego se admite el aire comprimido directo por la cañería de aire directo y los cilindros de freno del depósito auxiliar en la locomotora. Cuando la presión del aire directo es mayor que la presión en el cilindro de freno obtenida por la acción del freno automático, entra en acción la válvula de control doble moviéndose hacia la posición de aire directo, enseguida de lo cual se aflojan los frenos automáticos y los depósitos auxiliares se recargan nuevamente para ser utilizados como reserva. Cuando la presión del aire directo controla la operación, pueden hacerse pequeños cambios en la presión del cilindro según sea necesario para que todos los frenos acoplados puedan actuar uniformemente en el trabajo del frenado, independientemente de pérdidas en los cilindros o variaciones en la carrera del pistón de los cilindros de freno. El aire directo es un sistema sencillo y muy eficáz pero requiere el uso de dos cañerías de frenos por tren, con sus correspondientes mangas, etc., y su uso es limitado a trenes de aproximadamente 30 vehículos, debido al retardo causado por fricción en las cañerías.

El equipo de freno de compensación:

Durante la reciente guerra mundial se han realizado muchos adelantos en materia metalúrgica. En ese sentido se espera que los vagones de carga de post-guerra lleguen a reducir su tara en forma de no ser mayor de 13,6 toneladas y 14,5 toneladas para vagones de capacidad de 50 y 63 toneladas, utilizando las ventajas del uso de ejes huecos, cojinetes a rodillos, soldadura y la aplicación de aceros mas livianos. Evidentemente con un freno de capacidad sencilla y una relación

máxima de frenado del 75 %, un vagón cargado de estas características encontraría mucha dificultad al descender pendientes del 20 por mil o más, y es improbable que un tren completo cargado podría ser parado dentro de las distancias de señales establecidas con las altas velocidades que se utilizan actualmente.

Es además evidente que para vagones de tráfico local o mercadería generales, se presentarían considerables dificultades para el personal, si hubiese que hacer ajustes manuales en cada caso que variara la carga en estos trenes.

Para solucionar esta condición, se ha desarrollado un sistema de freno de compensación que produce una relación de frenado promedio del 50 %, ya sea con vagones vacíos o cargados. Este dispositivo se ajusta automáticamente por un mecanismo de peso, cada vez que la presión de la cañería de freno del tren, se reduce por debajo de 30 libras. Esta relación de frenado equilibrada, al aplicarse a todos los vagones servirá para eliminar considerablemente los choques bruscos del juego libre del tren, suministrando asimismo paradas mas cortas y permitiendo un intercambio mas fácil del material de carga y pasajeros, lo que a su vez permitirá mayores velocidades con un grado suficiente de seguridad.

Las ventajas de un freno automático de potencia en cada vehículo

Cabe preguntarse si es verdaderamente necesario y económico el tener frenos de potencia en cada vehículo de carga, y en ese sentido debe admitirse primeramente que las condiciones ferroviarias y de transporte varían considerablemente en distintos lugares. Por ejemplo, en la costa Occidental de la América del Sud, donde se encuentran pendientes muy fuertes y de largo recorrido, se hace necesario y económico disponer de un freno de potencia automática en cada vagón y bajo el control directo del maquinista. El otro extremo lo encontramos en las llanuras de la costa Oriental en que se recorren largas distancias con muy pocas curvas y con pendientes no mayores del 10 ó 12 por mil.

Es evidente que el sistema de transporte que ofrece las mayores ventajas para una Nación, es el que puede transportar el mayor volúmen de tráfico, con la mayor seguridad a grandes velocidades y costo mínimo. Parece entonces de interés analizar estos factores.

Seguridad del tren.

Para mayor ilustración tomemos tres composiciones diferentes de trenes de carga, cada una controlada con una locomotora con un peso adherente de 66 toneladas y tender de 35 toneladas vacío, con un peso bruto total de 130 toneladas. Tomemos ahora un tren de 40 vagones detrás del tender, cada uno de los cuales de una tara de 12,5 toneladas y 22,8 toneladas brutas de carga, lo que da un total de 912 toneladas detrás del tender ó un peso bruto total del tren de 1042 toneladas.

En nuestra suposición, el tren Nº 1 lleva solamente cinco vagones acoplados al freno de la locomotora y tender, y los restantes sin frenos de potencia.

El tren Nº 2 tiene 10 vagones acoplados con el freno de la locomotora y tender y 30 vagones sin frenos acoplados.

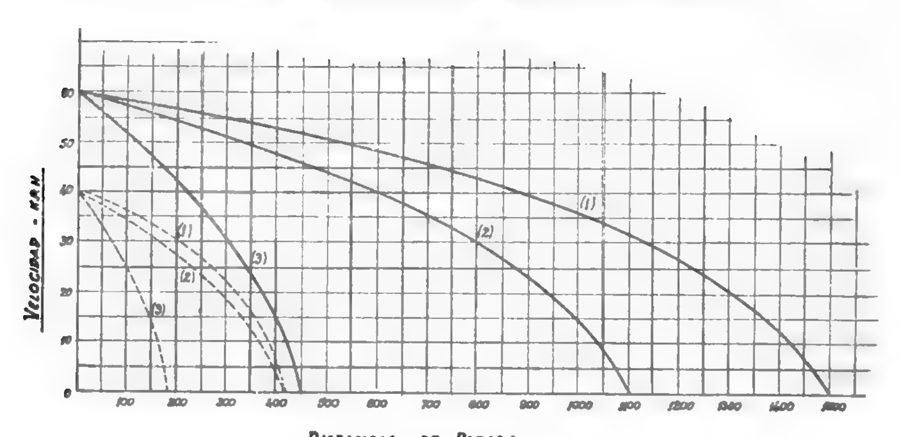
El tren Nº 3 tiene todos los 40 vagones conectados al freno de la locomotora y tender.

Si calculamos para estos tres trenes operando sobre vía horizontal, las condiciones de seguridad resultan como sigue:

	Distancia parada de emergencia 60 K.P.H.	40 K.P.H.	*Velocidad Máxima relativa de seguridad Velocidad*	*Distancia de parada*
Tren Nº 1	1500 M.	560 M.	35 K.P.H.	415 M.
» » 2	1100 M.	440 M.	40 K.P.H.	440 M.
» » 3	450 M.	182 M.	60 K.P.H.	450 M.

LOCOMOTORA CON 68 T. DE PESO ADHERENTE. TENDER DE 35 T. VACIO. TOTAL BRUTO 150 T.

40 VAGONES DE 12^{5} T. TARA. PESO BRUTO TOTAL DETRAS DEL TENDER: 1042 Ton.



DISTANCIA DE PARADA

(1) LOCOMOTORA, TENDER Y 5 VEHICULOS ACOPLADOS.

(2) LOCOMOTORA, TENDER Y 10 VEHICULOS ACOPLADOS.

(3) LOCOMOTORA, TENDER Y 40 VEHICULOS ACOPLADOS.

Del gráfico hecho sobre estos resultados puede deducirse que en el caso de tener que hacer una parada inesperada para evitar peligro al personal, pasajeros y carga, cuando el tren Nº 3 con todos los frenos

acoplados haya llegado al reposo, el tren Nº 1 con solamente 5 vagones acoplados tiene todavía una velocidad aproximada de 52 kilómetros por hora y una energía destructiva de choque de mas o menos 11.200 toneladas-metro. (Para una velocidad inicial de 40 K.P.H., cuando el tren Nº 3 haya llegado al reposo el tren Nº 1 tendría todavía una velocidad de alrededor de 33 K.P.H. y una energía destructiva de choque de mas o menos 4.450 toneladas-metro).

Para obtener la misma seguridad y protección relativa, es decir poder parar dentro de una misma distancia entre señales, el tren con solamente 5 vagones acoplados no podrá exceder una velocidad de 35 K.P.H.; el tren Nº 2 con 10 vagones acoplados no podrá exceder una velocidad de 40 K. P. H. mientras que el mismo tren Nº 3, con todos los frenos acoplados podrá correr con toda seguridad a 60 K. P. H.

Cuando no se utilizan frenos contínuos en cada vehículo, se requiere un número dado de freneros para ayudar a controlar y parar el tren. En casos imprevistos es lo mas probable que los freneros no estén atentos y en los lugares pre-determinados de su trabajo. Además en el caso de que se corte un tren en dos al subir una pendiente, los frenos de mano son casi siempre insuficientes para evitar que escape la parte del tren cortada.

Economía de operación

El valor de un ferrocarril se estima en directa proporción a su capacidad para el movimiento de trenes, con la mayor seguridad, velocidad y costo mínimo. Es evidente que trenes con frenos de potencia continua en todos los vagones pueden ser parados en menor tiempo y distancia que los trenes parcialmente equipados, de donde resulta que trenes completos pueden ser operados con menor intervalo entre trenes, o en otras palabras mayor cantidad de trenes por hora, lo que significa un aumento en la capacidad de la línea. Los trenes completamente frenados que poseen mayores velocidades comerciales, son capaces de entregar su carga en mucho menor tiempo, Puede demostrarse fácilmente que un tren completamente frenado puede recorrer una distancia de 500 kilómetros en 24 horas mientras que el mismo tren parcialmente frenado y por lo tanto con menor seguridad requerirá 41 horas para cumplir este mismo recorrido. Este ahorro de tiempo incrementará grandemente la capacidad de toneladas-kilómetros de la línea y también del material rodante.

Admitimos que algunos ferrocarriles usan un gran porcentaje de vagones sin acoplar y operan a la misma velocidad recomendada para los trenes completamente frenados, pero en el caso o necesidad de una parada imprevista se producen inevitablemente las interrupciones de tráfico, posibles pérdidas de vida y gran destrucción del material. Es por esto que la economía que puede hacerse evitando un solo accidente, o el menor grado de perjuicio o destrucción debido a la menor velocidad

al tiempo del accidente, será suficiente para adquirir y mantener un gran número de equipos de freno.

Otro factor económico a tenerse en cuenta consiste en que la acción sincrónica de los frenos en cada vehículo, contribuye grandemente a disminuir el movimiento relativo debido al juego libre del tren, lo que incide directamente en la mejor protección del material rodante y de la carga.

Con frenos de potencia en cada vehículo, la fuerza de frenado en la zapata es aplicado y distribuído uniformemente a todas las ruedas del tren, con el resultado de que hay menor frotamiento de metales en contacto durante una aplicación de freno, con el consiguiente desgaste mínimo, máximo frenado efectivo y mínima diferencia de velocidad entre las distintas secciones del mismo tren. Las zapatas de freno, las ruedas y llantas tendrán asi una vida útil mucho mayor como resultado de la mayor uniformidad y distribución del trabajo de los frenos que siempre significan disipación de calor.

Además se proporciona una mayor protección para el personal, la carga y el material rodante, al instalar frenos en cada vagón, y se ayudará a conseguir la máxima velocidad posible. Todo esto contribuye a la obtención del mejor uso de la capacidad de la línea y del material rodante; es decir que los frenos son factor preponderante para disminuir los costos de conservación y explotación.

Servicio de pasajeros

En los últimos años las velocidades de los trenes de pasajeros en la América del Sud han aumentado desde 70 a 100 K.P.H. en muchos casos, y en algunos países se ha llegado a un máximo de 140 a 160 K.P.H. Esto significa que la energía cinética se ha duplicado y aún más, de manera que si no se prevén cambios en los frenos que representan fuerzas de frenado más efectivas, la distancia de parada llegaría a ser apróximadamente el doble que la de los trenes antiguos con velocidades más reducidas.

Esta situación se ha solucionado con una cantidad de mejoras. Debe tenerse presente que un tren viajando a 100 K.P.H. representa una velocidad de 27,8 metros por segundo y que cualquier demora en la aplicación de los frenos, afectará seriamente la distancia de parada. El grado de propagación neumática de emergencia, ha sido aumentada en los equipos modernos a más o menos 296 metros por segundo, pero en los últimos equipos para velocidades superiores a 130 K.P.H., se ha agregado un control electro-neumático, que sirve para aplicar y aflojar los frenos en todos los coches por medio de magnetos controlados eléctricamente y que reducen el tiempo de propagación directamente a cero, sincronizando de esta manera las aplicaciones y afloje de los frenos en todos los coches, de manera de obtener la mayor flexibilidad y suavidad en las paradas.

Se ha comprobado que el coeficiente de frotamiento entre las za-



patas y las ruedas, disminuye con el aumento de velocidad, o dicho en otras palabras que pueden utilizarse fuerzas de frenados mayores en las altas velocidades, que las que soportan las velocidades menores en el tiempo de parada. Se ha desarrollado asimismo un regulador de velocidad que permite que la fuerza de frenado en la zapata sea automáticamente proporcional a la velocidad del tren.

Velocidades de trenes	*Porcentaje de máxima presión en cilindro de freno*	*Relación de frenado*
32 K.P.H.	40 %	100 %
32 a 64 K.P.H.	60 %	150 %
64 a 96 K.P.H.	80 %	200 %
Mas de 104 K.P.H.	100 %	250 %

En esta manera el esfuerzo de retardo de las zapatas de freno se mantiene tan uniforme como es posible, sin exceder las fuerzas de frenado prácticas a velocidades reducidas.

En servicio efectivo, se ha encontrado que bajo ciertas condiciones atmosféricas y de la vía, algunas ruedas del tren patinaban al usarse las fuerzas de frenado mayores. Para evitar esta condición se introdujo otro aparato llamado Decelostat o antipatinador, que hace que los frenos donde el patinado ocurría fueran temporariamente aflojados hasta que parara el patinaje, en cuyo momento la fuerza de frenado se aplicaba nuevamente en forma automática.

Se ha previsto asimismo operación neumática común para los casos en que por defectos o cortos circuítos en el control eléctrico, fuera necesario utilizar el neumático solamente y además para cuando se acoplaran otros coches con el equipo neumático convencional. En estos casos la relación máxima de frenado queda limitada al 150 %.

Este equipo también realiza el enarenado automático de los rieles en caso de una aplicación de freno de emergencia.

Las velocidades ultra rápidas han creado muchos nuevos problemas, particularmente en lo que se refiere a la disipación del calor entre las zapatas y las ruedas. Para obtener una mayor vida útil con menor desgaste, se está experimentando actualmente con unidades de frotamiento a rotor o campana, sacando las zapatas de freno de las superficies de rodamiento de las llantas. Los resultados experimentales parecen por ahora favorables pero no se ha establecido ninguna convención práctica ni técnica todavía que indique cual sistema es el mejor para las velocidades ultra rápidas. Hasta velocidades de 100 K.P.H. la zapata de freno común de hierro fundido ha dado resultados satisfactorios.

El freno de aire comprimido como se ve, se ha desarrollado a través de todas las etapas, con el propósito fundamental de protejer a los trenes en proporción directa a la mayor aceleración que es posible actualmente, con los modernos sistemas de tracción.

CUAL ES LA NECESIDAD Y CUALES LAS VENTAJAS DE UN MECANISMO DE TRACCION A FRICCION

Todos los vehículos ferroviarios deben tener alguna clase de enganche y mecanismo de tracción, que suministre el movimiento elástico relativo entre los vehículos, que permita el arranque gradual de cada unidad y que además provea un amortiguador para las fuerzas de impactos que se producen entre los vehículos.

Los primeros mecanismos elásticos de tracción, que suplementaban la elasticidad de los bastidores de madera en los viejos vagones de madera, estaban constituídos por simples resortes de compresión, que almacenaban momentáneamente la energía del choque, para devolverla casi sin modificación, tan pronto como se aliviaba la carga. La adopción universal del vehículo de acero más rígido y menos flexible, el aumento de la longitud de los trenes, y la acción del frenado mas potente, pronto puso en evidencia las limitaciones propias de estos elementos de tracción a base de elásticos.

Se usan actualmente muchos tipos y tamaños de mecanismos de tracción como por ejemplo el elástico de 6—¼" por 8", con 2—⅛" de carrera y que bloquea con una fuerza de 10.000 Kgs. Este mecanismo es capaz de proteger un vehículo con un peso bruto de 20 toneladas y un impacto de enganche de 3,2 Km. por hora. Cuando se introdujo el bastidor de acero y los vehículos de construcción metálica integral, la Asociación de Ferro-Carriles Norte Americanos (A.R.A.) adoptó el mecanismo de tracción conocido con el tipo G. Los elásticos exteriores eran fabricados con barras templadas de acero de 1—9/16", 8" de diámetro y 7—⅞" de diámetro exterior con elástico libre, teniendo 7—½" de altura libre. Cada tracción del tipo G. consiste de dos espirales exteriores completas y dos espirales interiores, las cuales colocadas en tandem en la caja del mecanismo de tracción tienen una carrera de 49 milímetros y son capaces de aguantar una carga de 27.215 Kgs. Sometido a pruebas prácticas o ensayos con el martillo de gravitación, esta tracción tiene una capacidad aproximada de 550 kilográmetros, y una vez que la carga ha sido retirada, devuelve una energía de apróximadamente 495 kilográmetros, la que crea choques de reacción de mucha intensidad que entorpecen el movimiento libre de la locomotora al poner el tren en marcha.

Un mecanismo de tracción a fricción moderno tal como los usados en gran cantidad en los vagones actuales, es capaz de soportar una presión de 150.000 kilogramos y con un desplazamiento de 2.75" tiene una capacidad de 2960 kilográmetros (940 kilográmetros a media carrera), y una absorción del 90 %, es decir con una reacción pequeña que sirve solamente para aflojar el mecanismo de tracción al ser retirada la carga.

Cabe preguntar cuales son las fuerzas que se presentan normalmente en los trenes y cual debe ser la capacidad del mecanismo necesario. En este respecto puede verificarse prácticamente que los impactos en las playas de maniobras se producen a velocidades entre 4,5 y 8

K.P.H. Además se sabe por pruebas realizadas que la diferencial de velocidad en diversas partes de un tren en movimiento varía en 2,5 K.P.H. y 10 K.P.H.

Por pruebas prácticas realizadas, se ha demostrado que un vehículo con dos mecanismos de tracción, (uno en cada punta), combinados con el movimiento del vehículo y la tensión en el momento del impacto, puede soportar una fuerza cuatro veces mayor que la capacidad del mecanismo de tracción, sin perjuicios. Es decir entonces que dos elásticos tipo G. de la A.R.A., pueden ofrecer protección hasta 2.200 kilográmetros, mientras que un moderno mecanismo de tracción a fricción soporta hasta 11.850 kilográmetros. Por deducción se encuentran entonces las siguientes cifras:

Velocidad de impacto	*Vagón de 30 Tons.*	*Vagón de 40 Tons.*	*Vagón de 60 Tons.*
3.2 K.P.H.	1.220 Kgm.	1.610 Kgm.	2.400 Kgm.
4.8 K.P.H.	2.720 Kgm.	3.640 Kgm.	5.450 Kgm.
6.4 K.P.H.	4.850 Kgm.	6.490 Kgm.	9.700 Kgm.
8.0 K.P.H.	7.620 Kgm.	10.180 Kgm.	15.200 Kgm.

De lo anterior se deduce que las tracciones tipo G. pueden proteger a un vagón de 30 toneladas hasta un impacto de unos 4,5 K.P.H. y un vagón de 40 toneladas hasta no más de 4 K.P.H. Teniendo en cuenta que muchos de los impactos en maniobras se producen entre 5 y 7 K.P.H. y desde 2,5 hasta 8 K.P.H. en los trenes en movimiento, es evidente que el mecanismo de tracción elástico común no tiene suficiente capacidad para las condiciones de operación que se presentan en la América del Sud.

Con el propósito de aclarar y demostrar las condiciones que se presentan cuando dos vehículos o partes de un tren hacen impacto a determinada velocidad, consideremos una operación típica: El mecanismo de tracción existente para dar al vehículo la propiedad de ceder al choque y evitar la deformación de la estructura. En casos de alta velocidad de impacto el mecanismo de tracción y partes del vehículo, continuarán comprimidos y no cederán hasta que las velocidades se equilibren. Cualquier fuerza por arriba de la capacidad del mecanismo de tracción será transmitida a la estructura del vehículo. La cantidad que las partes del vehículo reciban o se encuentren comprimidas bajo esta fuerza será inversamente proporcional y dependerá de la solidez o resistencia ofrecida por estas partes. Cuando las partes sean sólidas se necesitará una mayor fuerza para deformarlas, siendo menor la penetración; y cuando las partes sean menos sólidas mayor será la cantidad que ceda a la tensión y la fuerza será menor. Por tal motivo las partes menos sólidas serán fácilmente deformadas o rotas, aunque ofrezcan una re-

sistencia temporaria al choque, por arriba de la compresión total del aparato de tracción. El punto débil de la estructura, que puede encontrarse en el enganche, o en la caja de la tracción en los esfuerzos u otras partes de la estructura del vehículo, cederán y reducirán la fuerza máxima, pero esto se producirá a expensas de la destrucción de la parte que la recibe y que suministra la protección adicional.

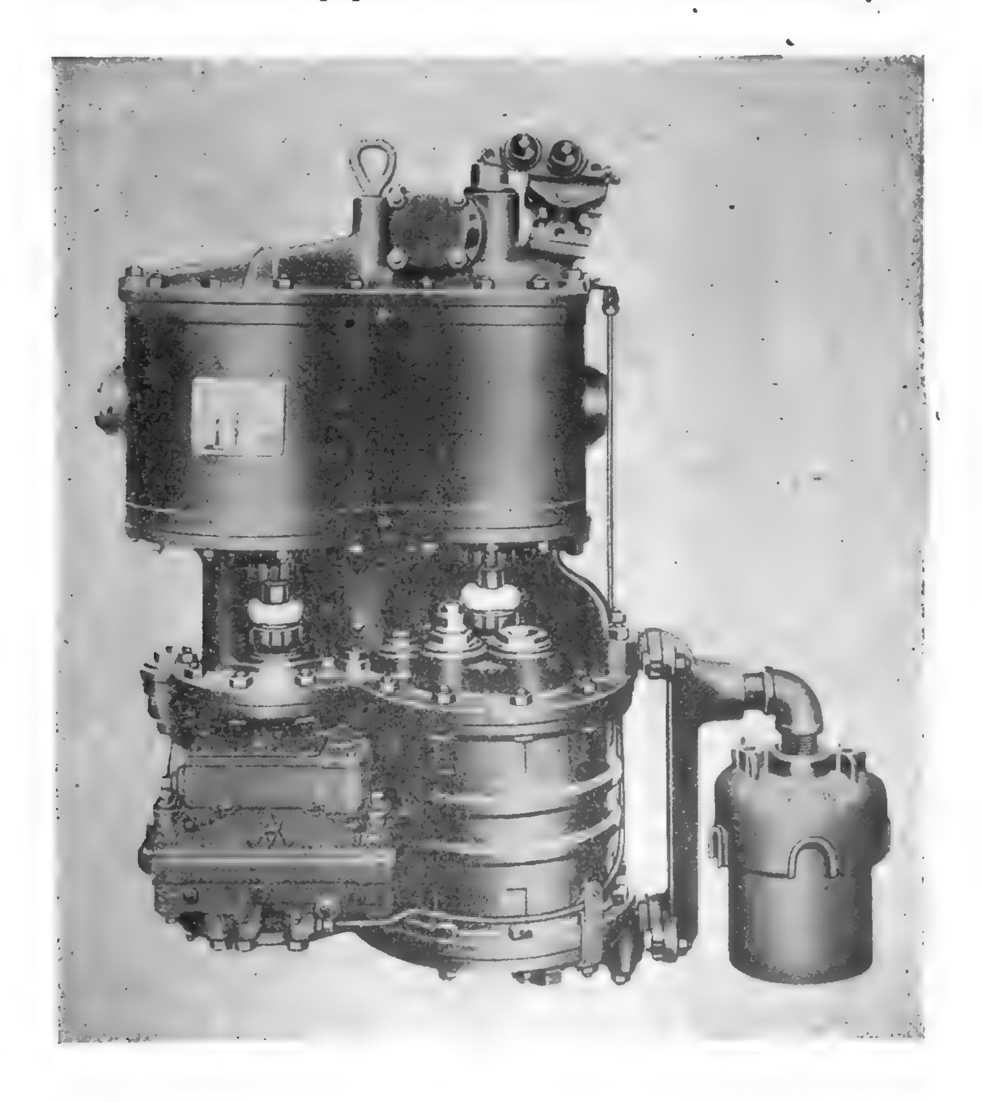
Al tiempo del impacto en el punto del ciclo en el cual las velocidades de los vehículos se igualan, termina el período de compresión y principia la reacción o distención del aparato. Cada aparato tiene más o menos reacción y es esta reacción del mecanismo de tracción combinada con la de la estructura, la que tiende a separar los vehículos y hacer que una parte del tren se mueva más rápidamente o más allá que la otra. La fuerza de reacción tiene el mismo efecto sobre la velocidad del vehículo chocante y aumenta la velocidad del vehículo chocado. La reacción de la energía almacenada en el mecanismo de tracción y estructura del vehículo causará considerables fuerzas de reacción y perjuicios, si no es disipada o controlada debidamente. Los vagones equipados con aparatos de tracción con una reacción total del 100 % producirán el efecto de parar al vehículo chocante mientras que el vehículo chocado será impelido hacia adelante con una velocidad prácticamente igual a la del impacto original. Sin embargo si no hubiera reacción o hubiera una absorción del 100 %, los dos vehículos se moverán hacia adelante más o menos con la mitad de la velocidad inicial. Se ha demostrado en la práctica que un aparato de tracción de elástico común absorbe solamente 10 % de la energía, mientras que una tracción de goma absorbe un 25 %, pero un mecanismo de tracción a fricción absorbe el 90 % de la energía de compresión.

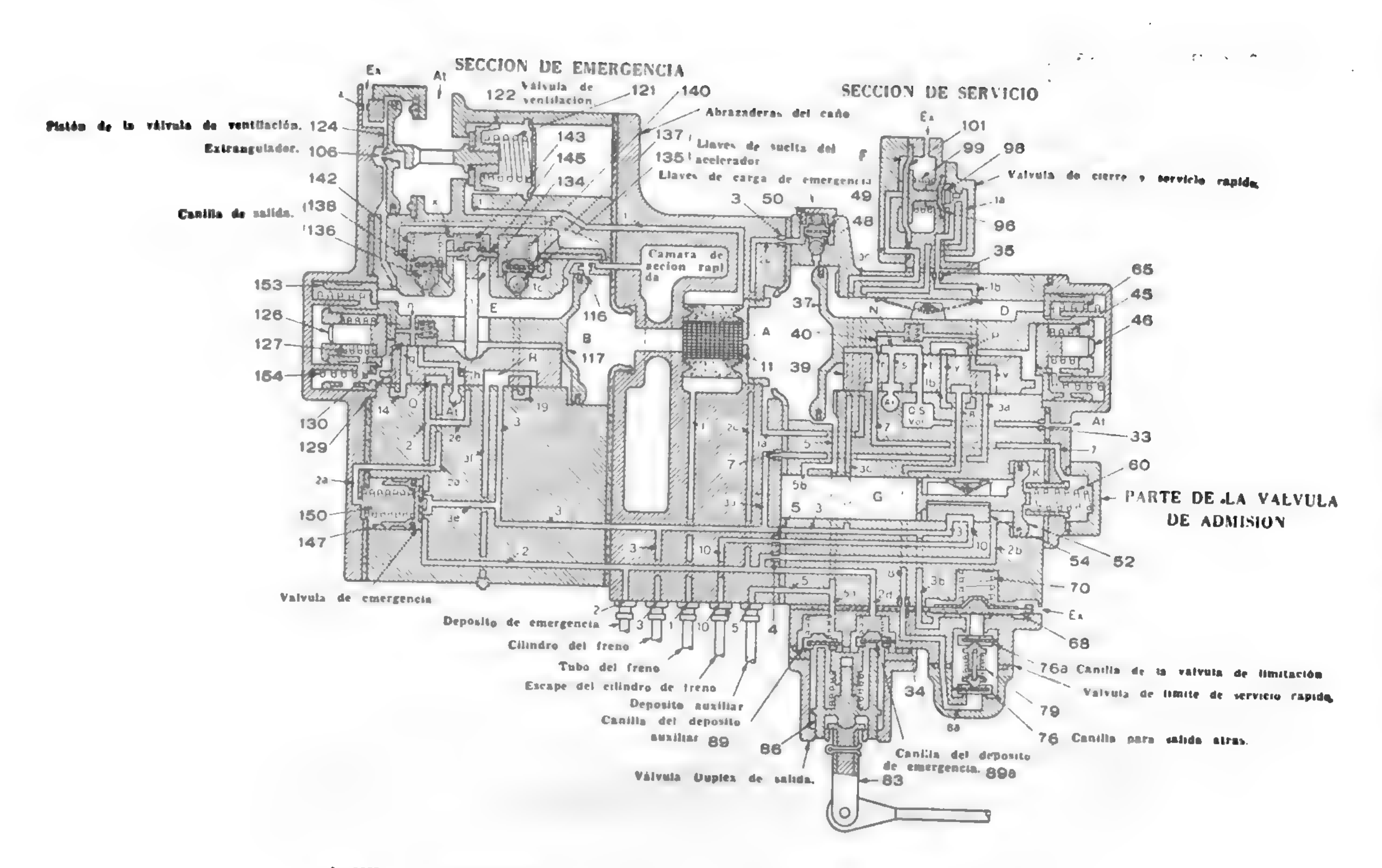
El efecto de una alta absorción o disipación es que el vehículo chocado no será impelido con una alta velocidad haciendo que los dos vehículos se muevan con una velocidad reducida o igual, y en consecuencia constituirá un medio de reducir los choques sucesivos entre los vehículos vecinos en el tren. Por ejemplo, en ensayos de impacto se ha demostrado que dos vehículos equipados con tracción de elástico con capacidad baja de absorción, con un impacto de 3,2 K.P.H. y después del choque, el vehículo chocante llegó prácticamente al reposo, mientras que el vehículo chocado se mueve a aproximadamente 2,8 K.P.H. El mismo tipo de vehículos equipados con un mecanismo de tracción a fricción, haciendo impacto a 3,2 K.P.H., resulta en que el vehículo chocante se mueva a una velocidad de 1,5 K.P.H. y el vehículo chocado a 2 K.P.H. Este diferencial de velocidades entre vehículos que chocan y la diferencia reducida entre los otros vehículos del tren, suministra la mayor protección que es dable esperar tanto para el material rodante como para la carga.

Estudios realizados en distintos ferrocarriles demuestran que entre 1/2 y 2/3 de todas las reparaciones que se hacen al material rodante, son debidas a choques y no a desgaste normal. Algunas de las indicaciones evidentes de mecanismos de tracción inadecuadas son las

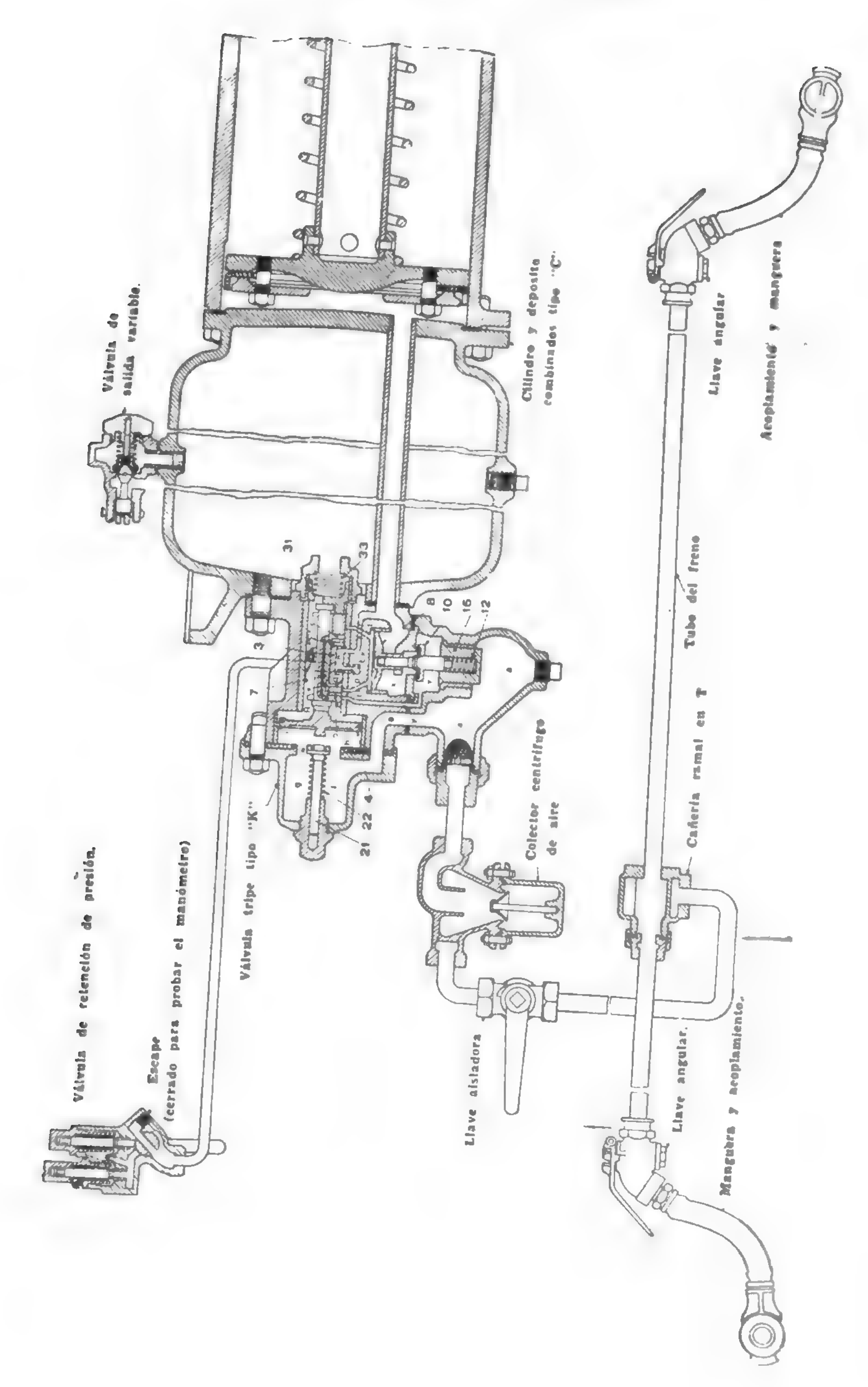
siguientes: Roturas de enganche, roturas de mandíbulas, roturas de elásticos, roturas de escuadras de tracción, roturas de boquillas de tracción, roturas de abrazaderas, roturas de cajas de engrase, deformaciones de bolsters, deformaciones de largueros centrales, deformaciones de pisos, clavos y pernos sobre-salientes sobre su posición normal, abolladuras de techos, deformaciones de frentes, y movimientos y caídas de las cargas.

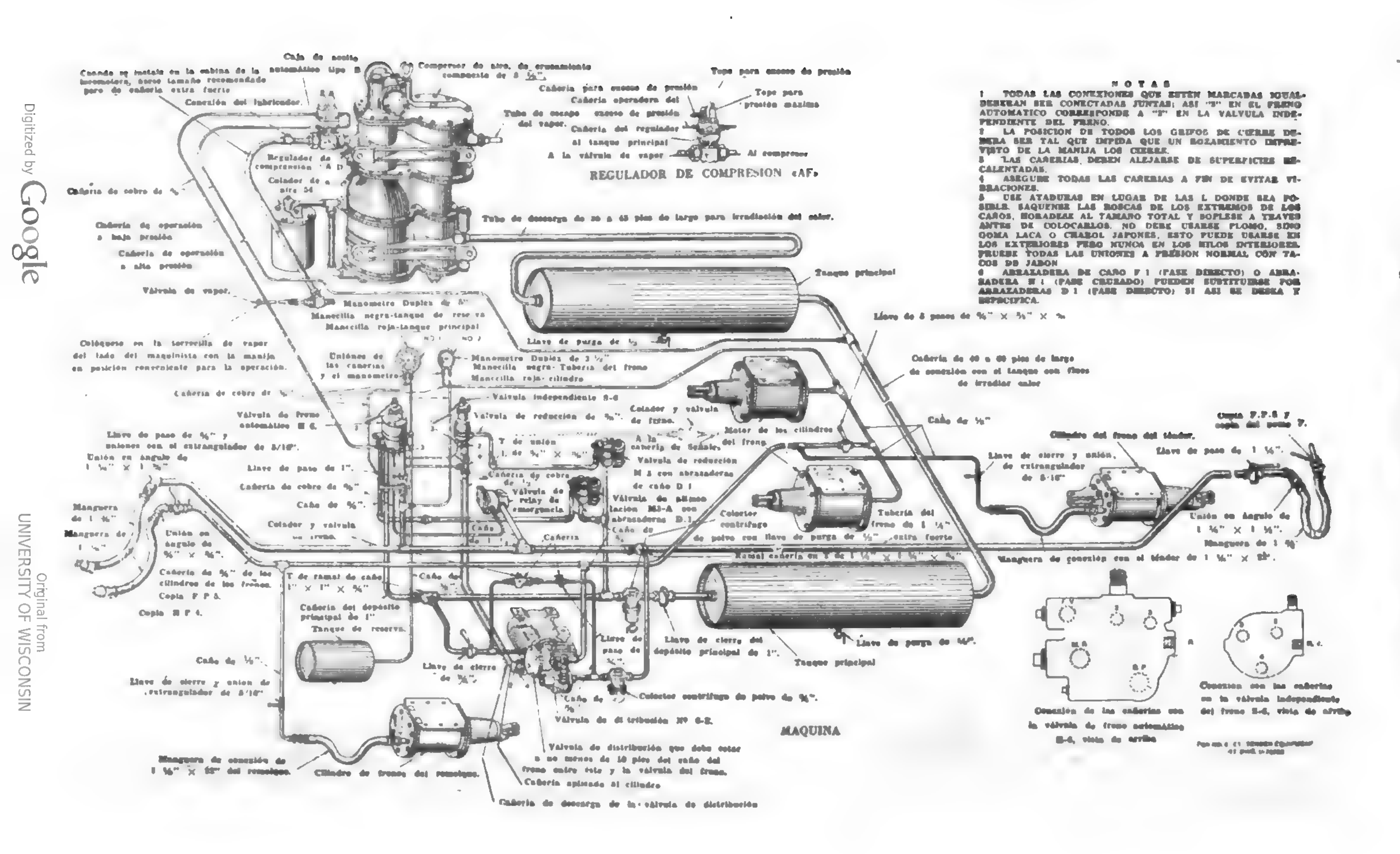
Hace algunos años un ferrocarril Norteamericano que operaba trenes de 500 a 600 toneladas hizo una estadística del número de enganches deteriorados durante un período de un año. Encontraron 131 fallas, en vehículos equipados con tracciones de elástico común y so-





LAMINA I. - LIBERACION Y POSICION DE CARGA DE LA VALVULA UNIVERSAL U-20


Válvula de salida variable.
Cilindro y depósito combinados tipo "C"
Llave angular
Acoplamiento y manguera
Tubo del freno
Cañería ramal en T
Colector centrífugo de aire
Válvula triple tipo "K"
Válvula de retención de presión.
Escape (cerrado para probar el manómetro)
Llave aisladora
Llave angular.
Manguera y acoplamiento.
31
33
8
10
15
12
3
7
21
22
4


NOTAS
1 TODAS LAS CONEXIONES QUE ESTÉN MARCADAS IGUAL-DEBERAN SER CONECTADAS JUNTAS; ASI "3" EN EL FRENO AUTOMATICO CORRESPONDE A "3" EN LA VALVULA INDEPENDIENTE DEL FRENO.
2 LA POSICION DE TODOS LOS GRIFOS DE CIERRE DEBERA SER TAL QUE IMPIDA QUE UN ROZAMIENTO IMPREVISTO DE LA MANIJA LOS CIERRE.
3 LAS CAÑERIAS DEBEN ALEJARSE DE SUPERFICIES RECALENTADAS.
4 ASEGURE TODAS LAS CAÑERIAS A FIN DE EVITAR VIBRACIONES.
5 USE ATADURAS EN LUGAR DE LAS L DONDE SEA POSIBLE. SAQUENSE LAS ROSCAS DE LOS EXTREMOS DE LOS CAÑOS, HORADESE AL TAMAÑO TOTAL Y SOPLESE A TRAVES ANTES DE COLOCARLOS. NO DEBE USARSE PLOMO, SINO GOMA LACA O CHAROL JAPONES, ESTO PUEDE USARSE EN LOS EXTERIORES PERO NUNCA EN LOS HILOS INTERIORES. PRUEBE TODAS LAS UNIONES A PRESION NORMAL CON TACOS DE JABON
6 ABRAZADERA DE CAÑO F 1 (PASE DIRECTO) O ABRAZADERA H 1 (PASE CRUZADO) PUEDEN SUBSTITUIRSE POR ABRAZADERAS D 1 (PASE DIRECTO) SI ASI SE DESEA Y ESPECIFICA.
REGULADOR DE COMPRESION «AF»
Tope para exceso de presión
Cañería para exceso de presión
Cañería operadora del exceso de presión
Tope para presión máxima
Tubo de escape del vapor.
Cañería del regulador al tanque principal
A la válvula de vapor
Al compresor
Caja de aceite automático tipo B
Compresor de aire, de cruzamiento compuesto de 8 ½".
Cuando se instala en la cabina de la locomotora, nuevo tamaño recomendado para de cañería extra fuerte
Conexión del lubricador.
Regulador de compresión "A D"
Colador de aire 54
Cañería de cobre de ⅜"
Cañería de operación a baja presión
Cañería de operación a alta presión
Válvula de vapor.
Tubo de descarga de 30 a 45 pies de largo para irradiación del calor.
Tanque principal
Manometro Duplex de 3½"
Manecilla negra-tanque de reserva
Manecilla roja-tanque principal
Llave de purga de ½"
Colóquese en la torrecilla de vapor del lado del maquinista con la manija en posición conveniente para la operación.
Uniones de las cañerias y el manometro
Manometro Duplex de 3½"
Manecilla negra-Tubería del freno
Manecilla roja-cilindro
Llave de 3 pasos de ¾" × ¾" × ¾"
Cañería de 40 a 60 pies de largo de conexión con el tanque con fines de irradiar calor
Válvula independiente S-6
Válvula de reducción de ¾"
Colador y válvula de freno.
Motor de los cilindros del freno
A la cañería de Señales
Válvula de freno automático H 6.
Llave de paso de ¾" y uniones con el estrangulador de 5/16".
Unión en ángulo de 1 ¼" × 1 ¾"
T de unión
Válvula de reducción
M 3 con abrazaderas de caño D 1
Llave de paso de 1".
Cañería de cobre de ⅜"
Caño de ⅜".
Cañería de cobre
Válvula de relay de emergencia
Válvula de aislación MI-A con abrazaderas D 1
Colador y válvula de freno.
Colector centrífugo de polvo con llave de purga de ½" extra fuerte
Caño de ½"
Cañería
Tubería del freno de 1 ¼"
Ramal cañería en T de 1 ¼" × 1 ¼" × ¾"
Manguera de 1 ¾"
Manguera de 1 ¾"
Unión en ángulo de ¾" × ¾".
Cañería de ¾" de los cilindros de los frenos.
Copla F P 5.
Copla H P 4.
T de ramal de caño 1" × 1" × ¾"
Cañería del depósito principal de 1"
Tanque de reserva.
Llave de paso de 1".
Llave de cierre del depósito principal de 1".
Llave de purga de ¼".
Tanque principal
Llave de cierre de ¾".
Colector centrífugo de polvo de ¾".
Válvula de distribución Nº 6-S.
Caño de ½".
Llave de cierre y unión de estrangulador de 5/16"
Válvula de distribución que debe estar a no menos de 10 pies del caño del freno entre este y la válvula del freno.
Cañería aplicada al cilindro
Cañería de descarga de la válvula de distribución
Manguera de conexión de 1 ¼" × 22" del remolque.
Cilindro de freno del remolque.
MAQUINA
Cilindro del freno del tender.
Llave de cierre y unión, de estrangulador de 5/16"
Copla F.P.S y copla del poste 7.
Llave de paso de 1 ¼".
Unión en ángulo de 1 ¼" × 1 ¼".
Manguera de 1 ¾"
Manguera de conexión con el tender de 1 ¼" × 22".
Conexión de las cañerias con la válvula de freno automático H-6, vista de arriba
Conexion con las cañerias en la válvula independiente del freno S-6, vista de arriba

lamente 14 fallas en vehículos equipados con mecanismos de tracción a fricción.

En una serie de 13 ensayos hechos arrancando trenes sobre pendientes se encontró que los trenes con mecanismos a fricción arrancaban y mantenían el movimiento en todos los casos, mientras que con la misma locomotora y tren con tracción a elástico sencillo, solamente se pudo arrancar y poner en marcha al tren, en dos ocasiones de las trece. Este ensayo práctico demuestra el efecto reactivo de la tracción a elástico, que no existe con las tracciones a fricción, que en esta forma aumentan la capacidad de tracción de las locomotoras, especialmente cuando es necesario arrancar en pendientes.

Un mecanismo de tracción a fricción servirá para proteger los intereses tanto del cargador como del ferrocarril en su material rodante. Será de considerable beneficio al permitir aumentar el número de toneladas-kilometros netas de servicio que cada vehículo pueda producir por año. Los costos del mantenimiento del vagón y los deterioros a las cargas se verán considerablemente reducidos, y la capacidad de las locomotoras será aumentada debido a la posibilidad de poner los trenes en movimiento más rápidamente y mantenerlos en marcha en forma normal. Resulta entonces que el mecanismo de tracción a fricción adecuado es uno de los elementos más importantes en la economía de conservación del material rodante de los Ferrocarriles.

INFORME DEL RELATOR

Desarrollo de los frenos ferroviarios

Se trata de una disertación sobre la eficiencia y economía que representa el uso de los frenos de aire Westinghouse aplicados al tren rodante ferrocarrilero. El tema se describe en aspectos generales sin desarrollarse en términos puramente técnicos.

El autor describe diversos modelos o tipos de frenos que se han sucedido en virtud de que los trenes han sido objeto de un rápido aumento en peso y velocidad, además advierte que pueden operar entre sí los diversos modelos atenuando los choques en los acoples de los vehículos, especialmente en los casos de trenes largos y velocidades elevadas.

Luego se refiere a los «Equipos de frenos de capacidad sencilla», «Equipos de freno de vacío y cargados», y «Equipos de freno de compensación»; en estas tres alternativas se considera en primer término un freno de cilindro adecuado para trenes cuya relación entre carga máxima y tara no excede de 4 a 1; en los dos casos siguientes que tratan de frenos de dos cilindros que se usa cuando la relación entre carga y tara excede de 4 a 1. El primero de estos dos casos se controla por grifos que pone en acción a uno o ambos cilindros, en el segundo caso se trata de un freno que automáticamente se controla de acuerdo a la carga del vehículo. Además se expone el resultado de numerosos en-

sayos concretándose únicamente a cifras, porcentajes, etc., careciendo de ilustraciones gráficas y desarrollos técnicos, no obstante este tema puede ser de interés para los ferrocarrileros por cuya razón su publicación en el libro del Congreso Panamericano no dejará de ser interesante.

Ventajas de los mecanismos de tracción a fricción

Respecto a este tema se describe el significado de un mecanismo a tracción; los tipos primitivos y otros muchos usados actualmente. Se detalla literalmente su construcción, tamaños, fuerza y relativa capacidad de absorción; luego se compara con el mecanismo de tracción a fricción Cardwell Westinghouse de mayor fuerza, capacidad y alto porcentaje de absorción 90 %.

Se hace mención de algunas pruebas prácticas de tracción e impacto dando cifras como resultado de las mismas, se destacan las ventajas del mecanismo a fricción a los efectos de la conservación de vehículos, protección de la carga y facilidad en el arranque de los trenes sobre pendientes en consecuencia de carácter de los efectos reactivos en la tracción.

Se hace una descripción detallada con abundantes cifras comparativas de los diferentes sistemas de mecanismos de tracción, prescindiendo en absoluto de detalles gráficos que son de importancia e interesantes a los efectos de la publicación de este trabajo en el libro del V Congreso Panamericano de Ferrocarriles.

RESOLUCION DEL CONGRESO

Se acuerda la publicación del trabajo como aporte interesante a la solución del problema que plantean los trenes modernos con sus características de mayor peso y velocidad, recomendando que en la segunda parte del trabajo se elimine todo nombre propio de fabricante o equipo de determinada fábrica para que de este modo no se interprete su publicación como propaganda comercial.

TEMA 6

COMBUSTIBLES. DISPOSITIVOS PARA SU MEJOR UTILIZACION. MODIFICACIONES A LAS LOCOMOTORAS QUE QUEMAN FUEL OIL PARA QUEMAR LEÑA O CARBON.

AUTOR: *Ingeniero P. C. DEWHURST.*
RELATOR: *Ingeniero JULIO ADER.*

62.

El Ferrocarril Central del Uruguay ha sido obligado a usar leña y carbón solamente en lugar de fuel oil como ha sido la práctica hasta el presente; por lo tanto su contribución a este «symposium» queda naturalmente limitada a lo que se ha hecho en este respecto. La descripción de las modificaciones queda cubierta en gran parte por los dibujos, y para los entendidos en materia de locomotoras con muy pocas explicaciones textuales queda explicado.

Las fuentes principales de suministro de leña —quebracho y otras leñas duras— están en el Paraguay y por lo tanto debe importarse la leña. Suministros locales de leña de «Monte» se utilizan principalmente para encender y para máquinas de maniobras, como así también en casos de emergencia en las vías principales. Estas, sin embargo, no llenan nuestras necesidades por las mismas razones expuestas sobre la leña de Eucaliptus.

El Eucaliptus es completamente inadecuado para uso en las lineas principales del F.C.C.U. principalmente debido al uso intenso de secciones de una sola vía y la necesidad imperiosa de mantener los horarios fijados, que son sobre las bases de velocidades relativamente altas haciéndose notar que todo el tren rodante del C.U.R. se encuentra equipado con frenos al vacio lo que permite obtener altas velocidades en todos los trenes.

Algunas de las máquinas de tamaño mediano del F.C.C.U. (Clase «Ns») han sido convertidas de fuel oil a carbón y como consideramos este un asunto de interés, hemos incluído dibujos y diagramas de los arreglos que consideramos necesarios.

El carbón que se ha podido obtener ha venido de varios lugares y en cantidades relativamente chicas: Cardiff y Durham en Inglaterra, Sud Africa, Chile y Norte América, Pocahontas y Kanawha o Thacker Splints, la mayoría de estos carbones es casi todo cisco y sin zarandear, por lo tanto es menudo. Algunos eran de calidad muy pobre, especialmente el Chileno y el Sud Africano.

Aqui talvez sería oportuno citar la experiencia obtenida en el Uruguay, con respecto a la relación de consumos: Fuel Oil = 1, Fuel Oil a carbón = 1 a 1.5; fuel oil a leña dura = 1 a 4, al peso.

Como nuestro stock de locomotoras trabajando con fuel oil apenas alcanza a las necesidades del trabajo, a pesar de mantener un «potencial término medio» elevado, hemos tenido especialmente en la mente el trabajo a efectuarse en base a toneladas arrastradas por hora de locomotora.

Aunque se apreciará que no es posible hacer un cálculo exacto, juzgando por lo que se ha hecho aquí, las ventajas y desventajas resultan como sigue:

De fuel oil a carbón, sin pérdida de velocidad, un 15% menos de carga. De fuel oil a leña un 25% menos de carga y 15% menos de velocidad. De carbón a leña un 12½% menos de carga y el 10% menos de velocidad.

Las pendientes en las lineas del F.C.C.U. son pronunciadas 1 en 100, 1 en 80 y hasta 1 en 60 y esto influye en los resultados.

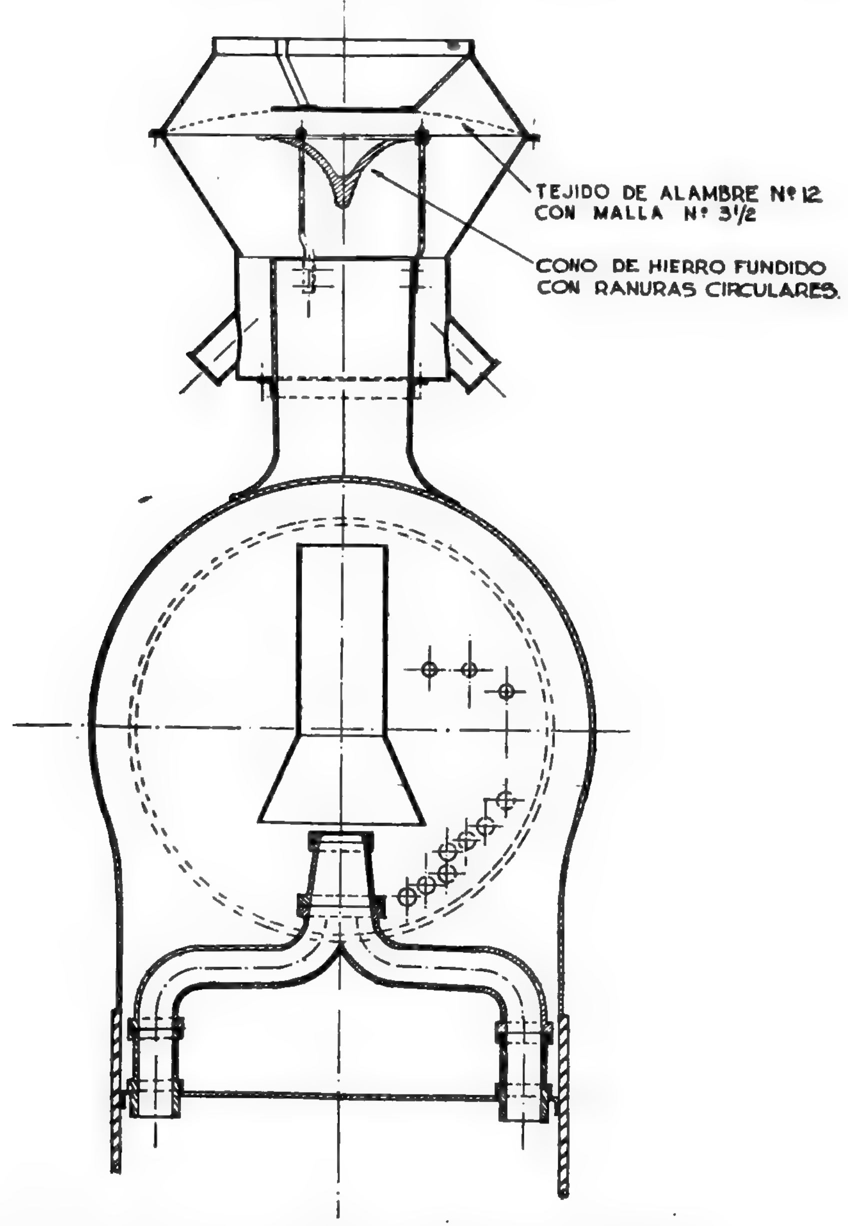
MODIFICACIONES ESTRUCTURALES EN LOS CENICEROS, PARRILLA Y ARREGLOS DE CAJA DE HUMO, ETC.

La gran mayoria de las locomotoras que fueron convertidas para quemar leña combustible en lugar de fuel oil fueron de tamaño mediano, las modificaciones consistiendo, naturalmente, en el cambio del hogar por ceniceros muy similares a los usados en las locomotoras que queman carbón con la excepción de que se prestó especial consideración a los ceniceros para evitar que las brasas cayeran entre los rieles y causaran incendios, las parrillas fueron colocadas con su espaciamiento de aire reducido adecuado para quemar leña, y un chispero relativamente sencillo fué aplicado sobre las chimeneas, alargandose esta algo, aunque en algunos casos se usó un chispero cónico en combinación con una red de alambre colocada sobre la chimenea. Estos varios sistemas estan descriptos más adelante, comenzándose sin embargo con las locomotoras mes pequeñas.

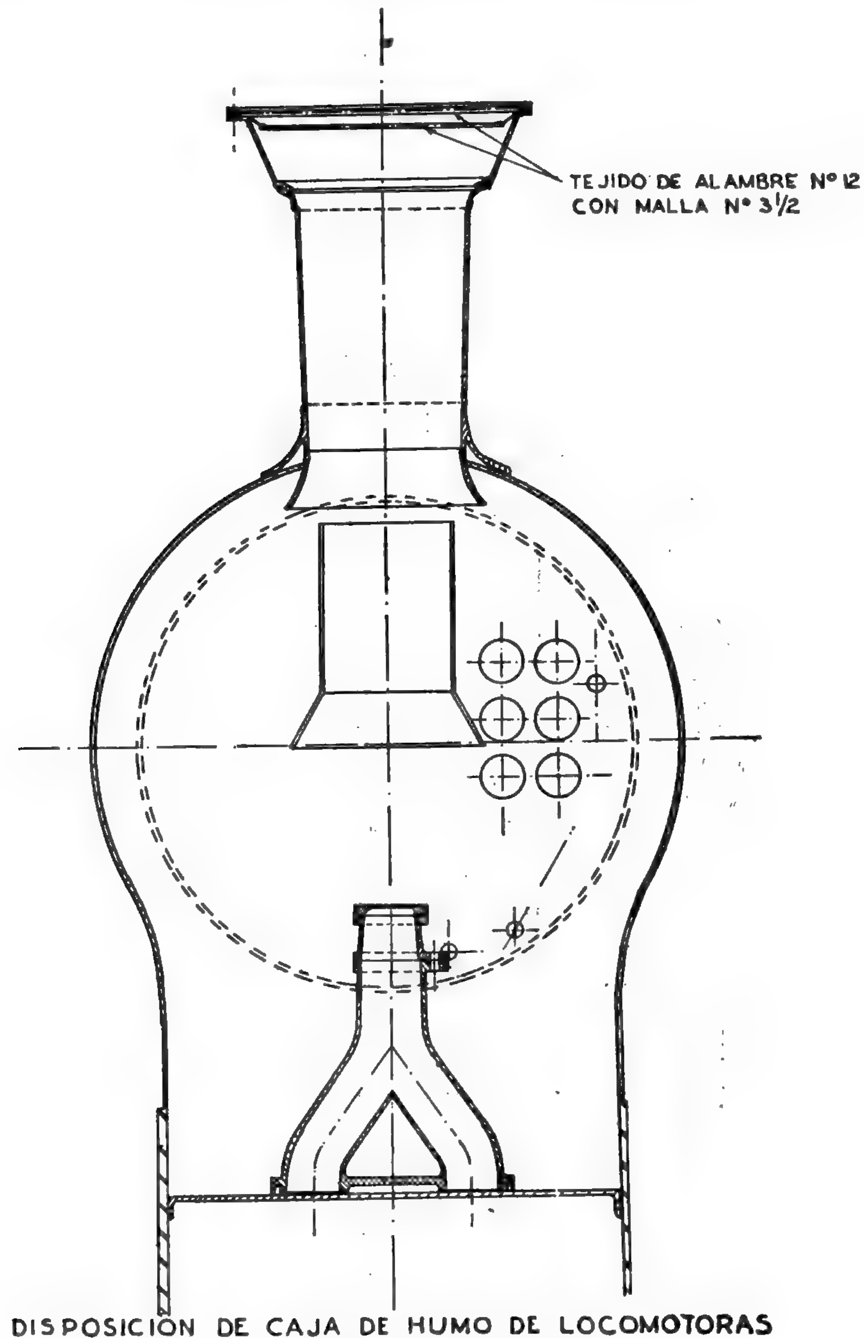
Hay algunas locomotoras chicas en este ferrocarril (clase «G» con tenders) que se emplean en recorridos cortos y para servicios de maniobras, las cuales han sido equipadas con chisperos muy eficaces. Véase figura (1) El cenicero es similar a la figura 3, y la parrilla a la figura 4.

Estas máquinas se encuentran con chimeneas tipo «Diamond» con el caño de la campana angosto y bajo, mejorando la evaporación con un consumo algo reducido de leña, al mismo tiempo el caño de escape ha sido bajado 21 pulgadas, quedando la boquilla del caño de escape sin cambio.

Todas las demás locomotoras que fueron convertidas para quemar leña combustible y que son utilizadas en trayectos largos en las lineas



DISPOSICION DE CAJA DE HUMO DE LOCOMOTORAS
PARA QUEMAR LEÑA
MAQ CLASE G ct.
FIG 1



DISPOSICION DE CAJA DE HUMO DE LOCOMOTORAS
PARA QUEMAR LEÑA
MAQ. CLASE R
C.T.
FIG. 2.



PUERTA PERFORADA B CON MOVIMIENTO VERTICAL

PUERTA A

A

B

FIG. 5

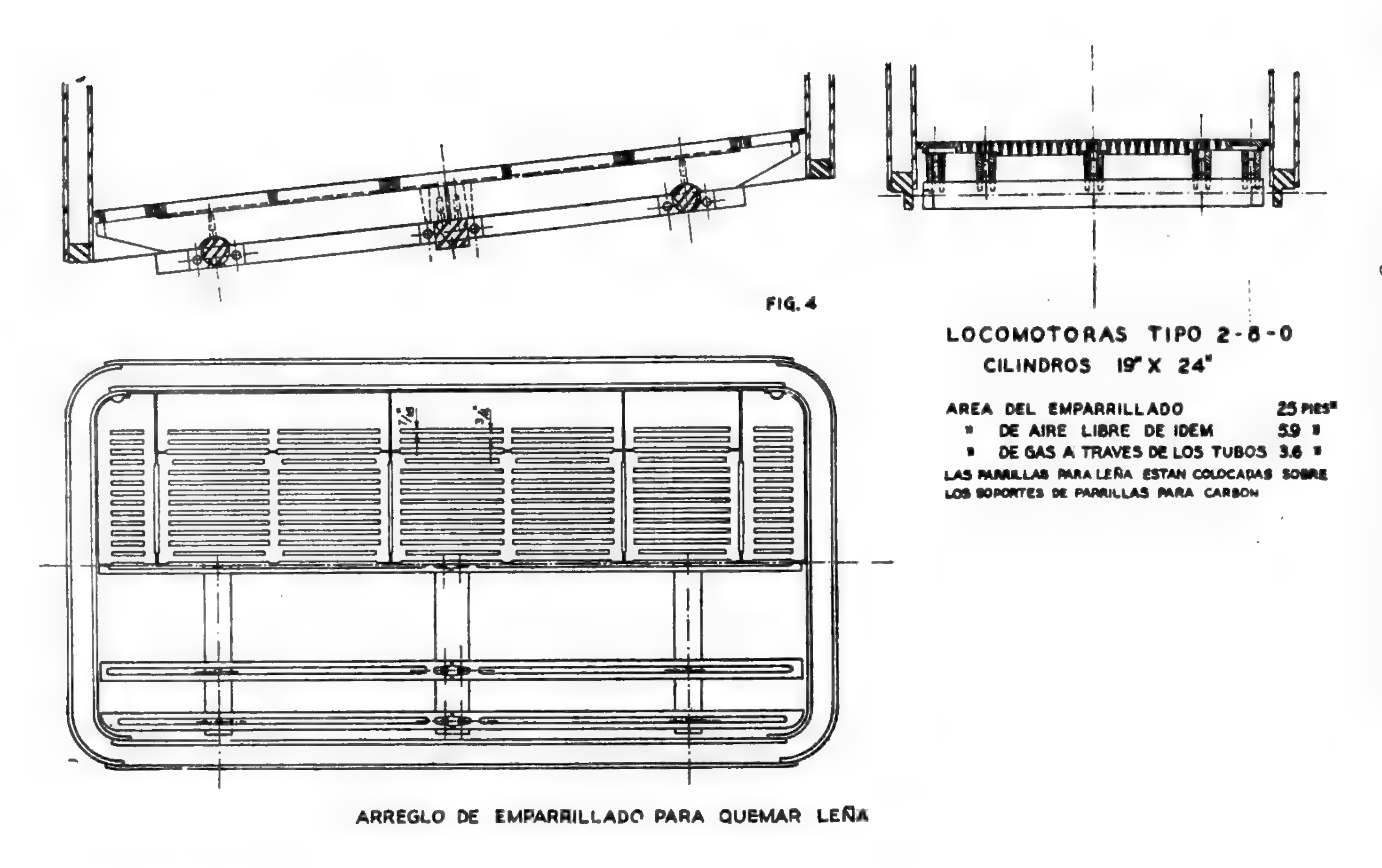

LOCOMOTORAS TIPO 2-8-0
CILINDROS 19" X 24"
AREA DEL EMPARRILLADO 25 PIES²
" DE AIRE LIBRE DE IDEM 5.9 "
" DE GAS A TRAVES DE LOS TUBOS 3.6 "
LAS PARILLAS PARA LEÑA ESTAN COLOCADAS SOBRE
LOS SOPORTES DE PARILLAS PARA CARBON
ARREGLO DE EMPARRILLADO PARA QUEMAR LEÑA

FIG. 4

principales, fueron equipadas con un sistema —posteriormente modificado en form aparcial como se podrá apreciar— algo parecido a aquel que fué utilizado aquí en el año 1917-18; este es algo menos efectivo como chispero pero se obtiene un mayor redimiento de la locomotora del que es posible con el llamado arreglo del chispero al 90% de la figura 1; naturalmente no existe sistema alguno que pueda tener el 100% de efectividad sin reducir enormemente el rendimiento de la locomotora.

Para una descripción general de las locomotoras a leña tenemos una de las grandes que fueron convertidas. Con estas locomotoras («R-1» y «R-2») se introdujeron menos cambios que en las otros, y los arreglos y detalles de la caja de humo y chispero, ceniceros y parrillas pueden verse en Figs. (2, 3 y 4) y pueden considerarse como típico en las lineas del F.C.C.U. En todos los casos naturalmente los detalles especiales de la puerta del hogar para quemar fuel oil fueron modificados por otro tipo adecuado para quemar leña o carbón. Se dan además algunos datos generales como ser, areas del emparrillado, areas de gas, superficies de calentamiento, etc. con respecto al funcionamiento de locomotoras a leña:

Cilindros 2	**483 × 610**	**mm.**
Diam. ruedas motoras y acopladas	**1372**	**m/m.**
Superficie de calentamiento, caja de fuego	**11.8**	**mts.²**
Superficie de calentamiento, tubos grandes	**32.7**	**»**
Superficie de calentamiento, tubos chicos	**78.13**	**»**
TOTAL	**122.63**	**»**
Superficie de recalentador	**25.3**	**»**
Area del emparrillado	**2.32**	**»**
Area de aire libre del emparrillado	**0.55**	**»**
Area de gas a través de los tubos	**0.33**	**»**
Volumen de caja de humo	**3.8**	**mts.³**
Presión de la caldera	**11.25**	**kgs./cm.²**
Fuerza tractiva a 85 % de la presión de la caldera ..	**9897**	**Kgs.**
Tapa caño escape	**117.5**	**mm.**

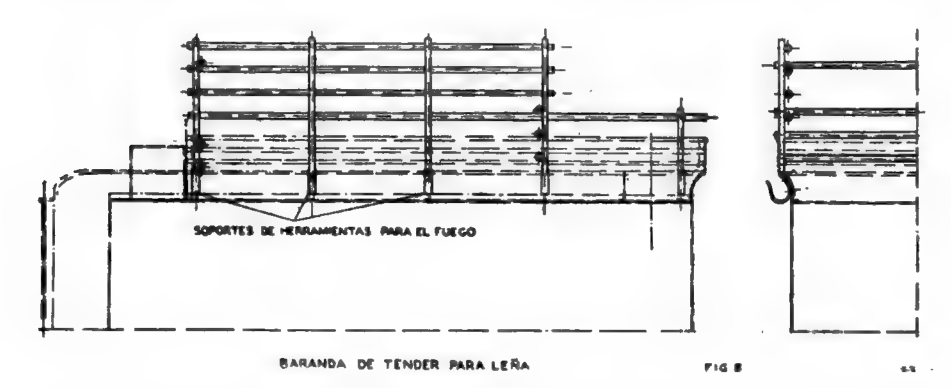
El cenicero para fuel oil fué sustituido por otro muy parecido a aquellos usados en estas locomotoras que usaban carbón; se notará que incluye un arreglo especial de la puerta del cenicero por el cual mediante una chapa perforada cierra automaticamente esta cuando está en servicio.

Esto se lleva a cabo arreglando la puerta ordinaria y la chapa perforada suplementaria, de manera que aunque después que se haya enganchado la puerta y chapa para limpiar el cenicero, cuando se utiliza la trampa (registro de aire), la chapa perforada se cierra automaticamente en posición para el servicio.

Las parrillas estan naturalmente provistas de pasajes de aires angostos y el area total del pasaje de aire es considerablemente menor que

el que se necesita para quemar carbón. Después de varias pruebas se encontró que un ancho para la entrada de aire de 11.1 m/m. con una parrilla de 19 m/m. cuidando, naturalmente, que los espacios no estén demasiado cerca de los costados de la caja de fuego dieron resultados satisfactorios.

El arreglo de la caja de humo de estas locomotoras antes de su conversión para quemar leña constaba de un caño de escape relativamente bajo y equipado con un «saltador» para evitar una excesiva contra-presión en los cilindros; una chimenea sencilla algo cónica y una campana (petti-coat pipe) descontinuada. El cambio consiste en la sustitución de un caño de escape con boquilla sencilla en lugar del tipo saltador y aplicándolo a la salida de la chimenea — después de haber torneado el anillo de reten de la chimenea — un dispositivo acampanado dentro del cual se encuentran dos redes de tejido de alambre separados por un espacio de 50.8 m/m; ambos pedazos de tejido pueden retirarse con facilidad con destornillar cuatro tuercas mariposa, retirándose



BARANDA DE TENDER PARA LEÑA FIG 5

estas al encender las locomotoras. La red inferior tiene un juego de 6.35 m/m. que permite un movimiento vertical lo que a la vez mantiene dicha red libre de escoria debido a las vibraciones que se producen cuando la locomotora trabaja despacio.

En el caso de uno de los tipos de locomotoras mas chicas (clase «L») se encontró que daba resultados mas satisfactorios el empleo de una combinación de chisperos, uno en la parte superior de la chimenea con una sola red de alambre y el otro adentro de la caja de humo, parecido a la usada en las locomotoras que queman carbón. Véase Figs. 2 y 7.

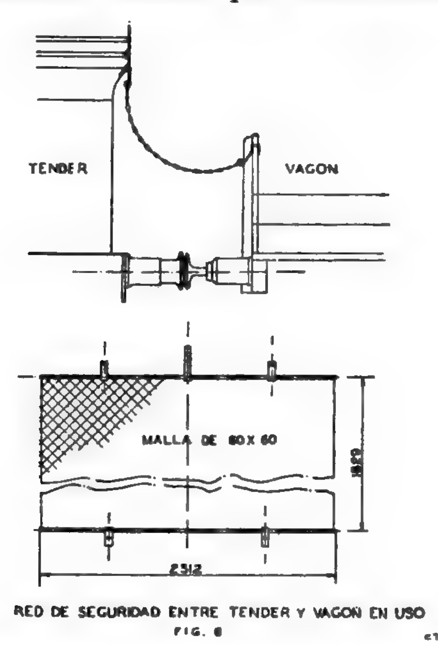
Dado su resultado favorable se extendió el uso de este sistema a las locomotoras de tamaño mediano, es decir, a las de clase «Ns».

La capacidad de los tenders fué aumentada de 12.7 a 14.2 mts.^{3}, obteniéndose el espacio adicional agregándose a la baranda tubos de caldera viejos, soldándose toda la estructura.

Como podrá observarse por la figura Nº 5 el espacio indicado no llega hasta el extremo del tender —con excepción de aquellas loco-

motoras del tender de recorridos cortos y locomotoras de maniobras donde llega el final del tender — con el objeto de dejar un espacio donde recibir la leña pasada por el pasaleña que ocupa el wagon inmediato. La leña es tirada sobre la parte posterior del tender por dicho pasaleña, y como esto se hace a menudo mientras se está de viaje, se colocó una red especial flexible desde la parte posterior del tender fijándose el otro extremo en el wagon, para de esta manera evitar la caída de leñ asobre la vía con riesgo de descarrilar el tren.

Tales fueron las dificultades con respecto a la falta de espacio, que las cajas de herramientas tuvieron que colocarse adelante sobre el cos-



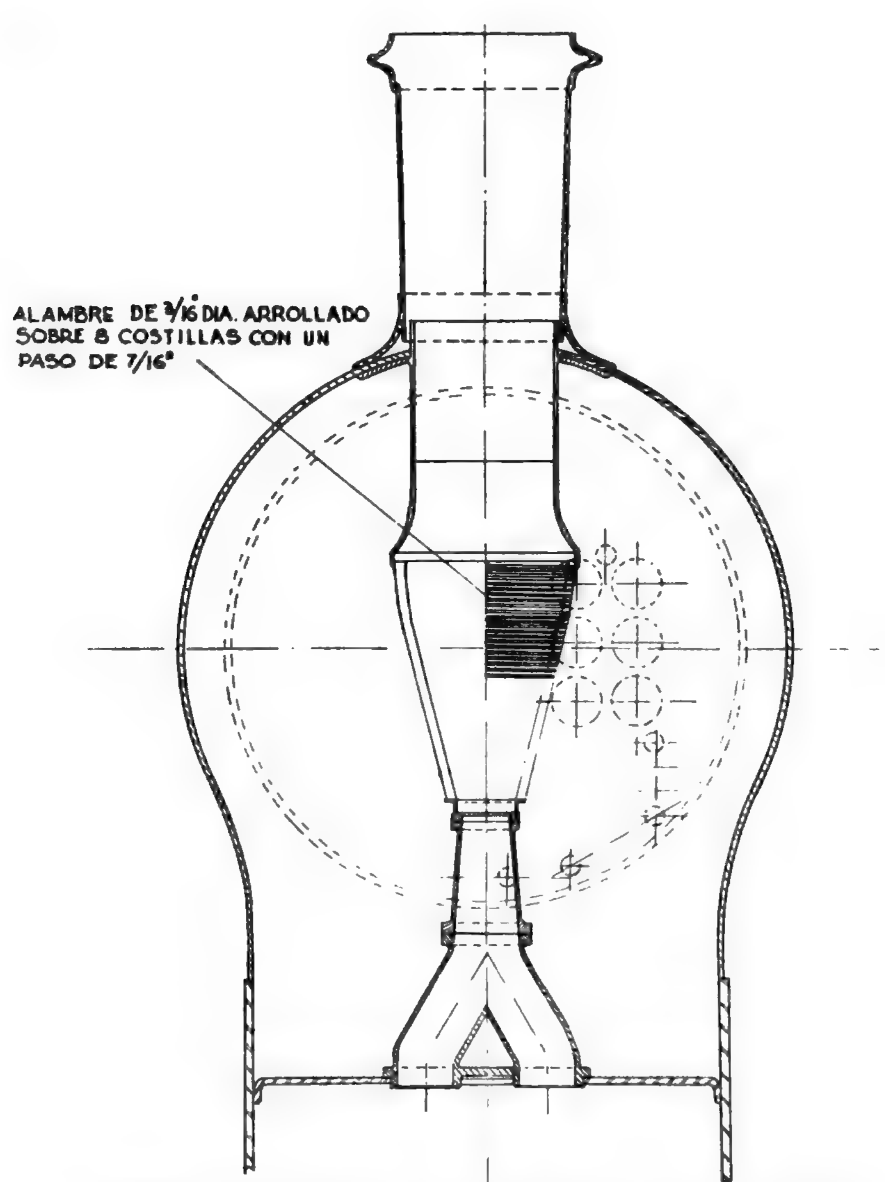
RED DE SEGURIDAD ENTRE TENDER Y VAGON EN USO
FIG. 6

tado de la máquina, y hasta los hierros para el fuego en un costado del tender.

En las Figs. 5 y 6 puede verse las barandas del tender y la red del tender respectivamente.

La capacidad de carga de leña de las locomotoras que quemaban este combustible aumentó con motivo de la instalación de las barandas mencionadas entre 12.7 mts.^{3} en el caso de las locomotoras chicas a 14.2 mts.^{3} en el caso de las mas grandes, como así también en aquellas que se empleaban para maniobras y recorridos cortos, y que no estaban provistas del espacio necesario para recibir leña en la parte trasera del tender.

Las locomotoras que trabajan sobre las vias principales, van siempre acompañadas del wagon de leña, en algunos casos uno y en otros casos dos, siendo la capacidad total de leña llevada en el último caso



DISPOSICION DE CAJA DE HUMO DE LOCOMOTORAS

PARA QUEMAR CARBON

MAQ. CLASE Nº

C T

- FIG. 7 -

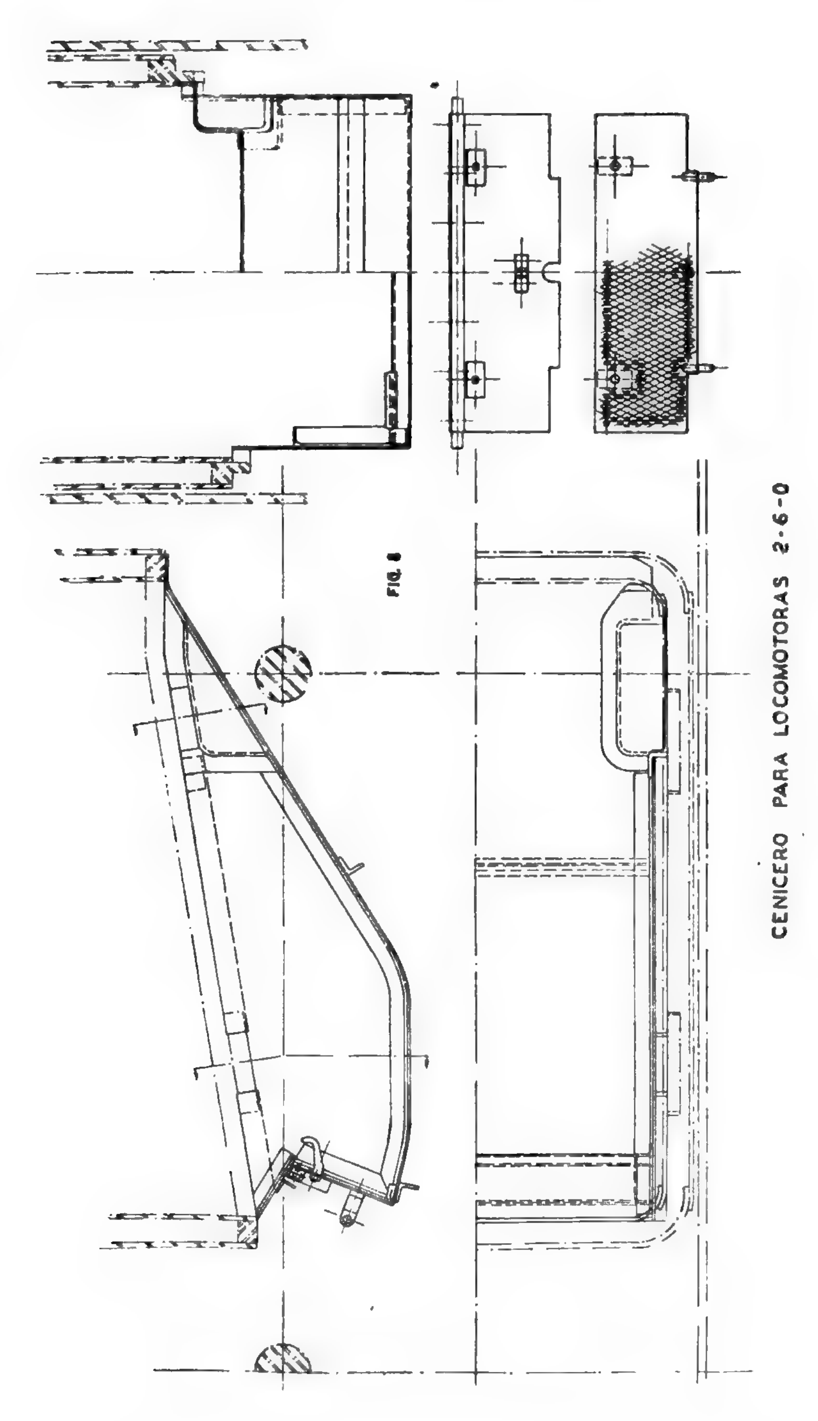


FIG. 8

CENICERO PARA LOCOMOTORAS 2-6-0

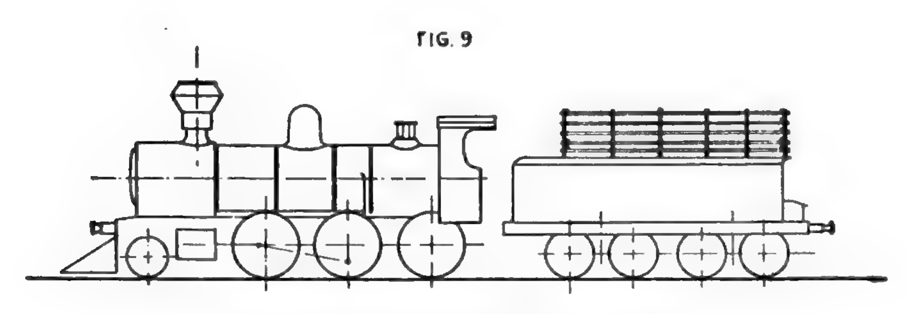
mencionado de alrededor de 21 toneladas de leña en total, con lo cual una carga completa es arrastrada sobre un recorrido de hasta 274 kilómetros.

Las conversiones a carbón (la mayoría locomotoras de clase «N2» y «N3») han sido arregladas por la sustitución de ceniceros especiales para quemar carbón, pero con la puerta del cenicero con plato de protección a que se refiere anteriormente — véase Fig. 8 — aunque como es natural las parrillas son adecuadas para quemar carbón.

Los cambios de caja de humo, etc. —véase Fig. 7—, han sido los siguientes: la altura del caño de escape, que tenía medio bajo, quedó como para locomotoras que queman fuel oil, pero la tapa del caño de escape fué cambiado del tipo saltador de 114.3 m/m. de diámetro con «nibs» a 114.3 m/m. tipo plano sin «nibs», el área equivalente respectiva habiendo cambiado de 95.5 a 102.5 cm.². La chimenea en sí también quedó como estaba antes, pero la campana descontinua, muy similar a la de la Fig. 2 ha sido reemplazada por una prolongación continua interna de la chimenea, a la cual se le colocó en su extremo inferior un chispero cónico compuesto de una jaula de alambre horizontal (Fig. 7) extendido entre la orilla de la boca de la campana y la tapa del caño de escape.

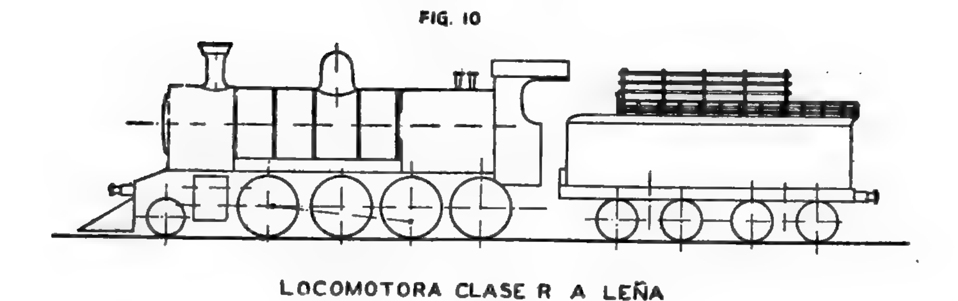
En algunas locomotoras — de tamaño mediano — el único cambio que se hizo en la extremidad de la caja de humo para quemar carbón fué la aplicación del tejido horizontal en la parte superior de la chimenea, como se ve en la figura 2, pero solamente con una sola capa de tejido en lugar de dos. Arcadas o bóvedas de ladrillos fueron colocadas naturalmente, en estas locomotoras a carbón.

Pequeños diagramas de las varias clases de locomotoras del F.C. C.U. y mencionadas en este breve comentario pueden verse en Figs. 9 al 13.



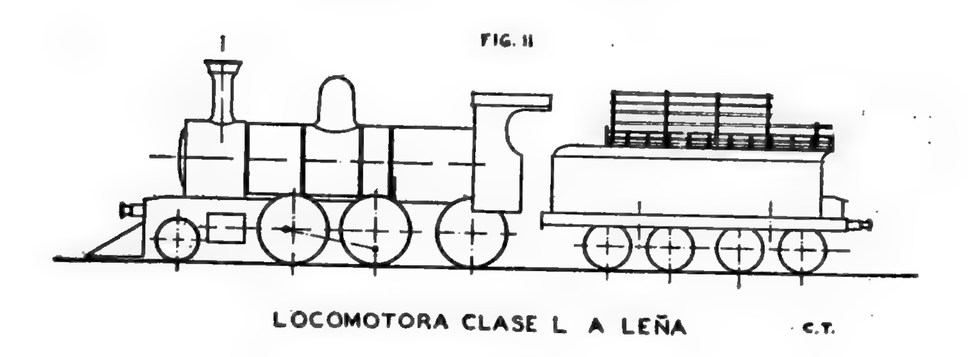
LOCOMOTORA CLASE G. A LEÑA

FIG. 10



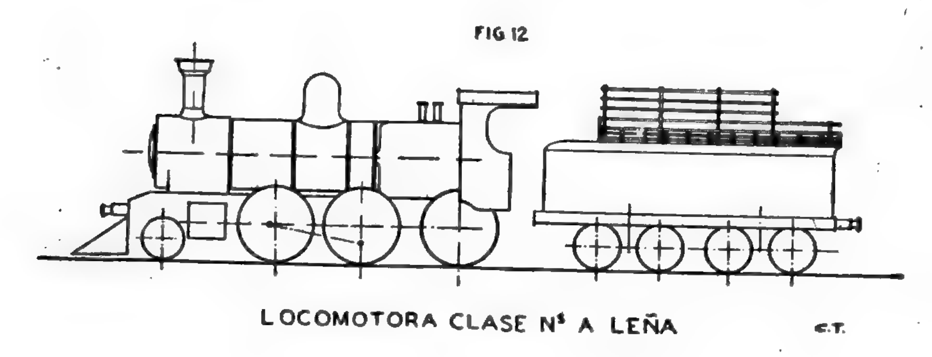
LOCOMOTORA CLASE R A LEÑA

FIG. 11



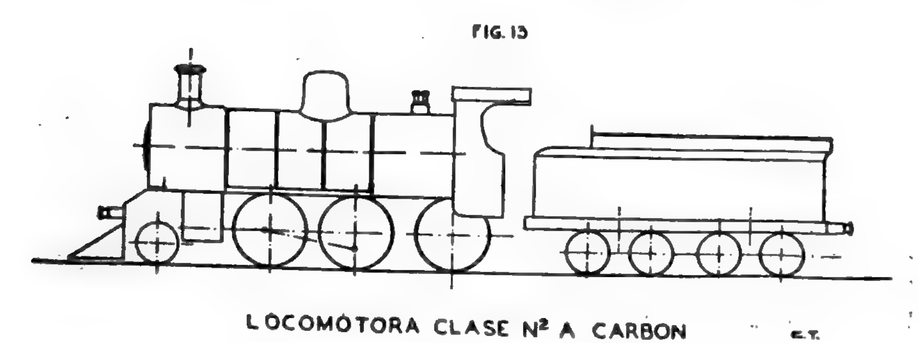
LOCOMOTORA CLASE L A LEÑA

FIG 12



LOCOMOTORA CLASE N³ A LEÑA

FIG. 13



LOCOMOTORA CLASE N² A CARBON

INFORME DEL RELATOR

Se hace en primer término una breve reseña de los resultados obtenidos en el Ferrocarril Central del Uruguay al quemar fuel-oil, carbón y leña citándose cifras comparadas de consumos en peso y porcentajes también comparados del tonelaje de arrastre y velocidad logrados con esos combustibles.

En lo referente a las modificaciones efectuadas en las locomotoras a fuel-oil para quemar leña o carbón, comprenden lógicamente al cenicero, parrilla adecuada para el tipo de combustible a quemarse y caja de humo.

Los ceniceros en general tienen una disposición similar, con la excepción claro está, de la forma a que obliga la disposición de los ejes y del mayor volumen requerido cuando se quema leña. Están dotados de un dispositivo automático en la puerta, de manera que cuando se opera el registro de aire una chapa perforada ocupa su posición cerrada (posición de servicio).

En lo que atañe a parrillas se utilizan los mismos soportes así se queme carbón o leña. Lo único que varía es desde luego la parrilla misma que en el caso de utilizarse leña tiene un área de pasaje libre para el aire considerablemente menor que cuando se quema carbón.

En lo que se refiere a modificaciones en la caja de humo los dispositivos varían según se trate de locomotoras pequeñas (Clase «G» fig. 1) de locomotoras grandes (Clase «R» fig. 2) ambas para quemar leña o de locomotoras para utilizar carbón (Clase «N2» y «N3» fig. 7).

En las de clase «G», utilizadas de preferencia en maniobras, el chispero se encuentra en la chimenea estando constituído por tejido de alambre en la parte superior y por un dispositivo deflector de chispas; como chispero es eficáz en grado sumo y para lograr una evaporación mayor se mejora el tiraje con una campana angosta y baja.

En las de clase «R», utilizada en recorridos largos, el chispero lo constituye únicamente una doble malla de tejido de alambre en la parte superior de la chimenea, la malla inferior admitiendo un juego en sentido vertical para mantenerla libre de escorias.

Como chispero no es tan eficaz sacrificándose este aspecto para no disminuir su rendimiento.

En las locomotoras que queman carbón (Clase «N2» y «N3» fig. 7) el chispero se encuentra en la misma caja de humo constituído por un cono de alambre horizontal entre la campana y el caño de escape.

En algunos casos se encontró muy eficaz el empleo de un doble chispero: malla de alambre en la parte superior de la chimenea e idem. en la misma caja de humo (locomotoras clase «L»).

Otras modificaciones las constituyen un entramado de tubos de caldera soldados para aumentar la capacidad portante de leña de los tenders y una malla metálica entre tender y wagón adicional de leña para evitar que ésta caiga en la vía al ser pasada al tender.

CONCLUSIONES

Estimo útil la publicación del presente trabajo por comprender una serie de dispositivos que han dado excelentes resultados prácticos en aquellas locomotoras que debieron funcionar a leña o carbón.

RESOLUCION DEL CONGRESO

Se acuerda su publicación como trabajo informativo de instalación de dispositivos que dieron buenos resultados en la práctica.

TEMA 8

INTERCAMBIO DEL EQUIPO DE CARGA EN VIAS DE TROCHAS DIFERENTES.

AUTOR: *Ingenieros ARMANDO DE LA CARRETA T. y SIGFREDO PRETT.*
RELATOR: *Ingeniero PAUL H. BERNIER.*

25.

ANTECEDENTES

La larga y angosta faja del territorio chileno ha determinado la forma y extensión de la red ferroviaria, la que está constituída por un ferrocarril longitudinal, de Norte a Sur, y numerosos ramales transversales, de Oriente a Poniente, destinados a transportar los productos desde las zonas de producción a la línea central y hacia los puertos.

Debido a la configuración del terreno, la red presenta dos características bien definidas.

La zona norte, que abarca todo el territorio situado al norte de la provincia de Valparaiso; y

La zona sur, que comprende el territorio entre Valparaiso y Puerto Montt.

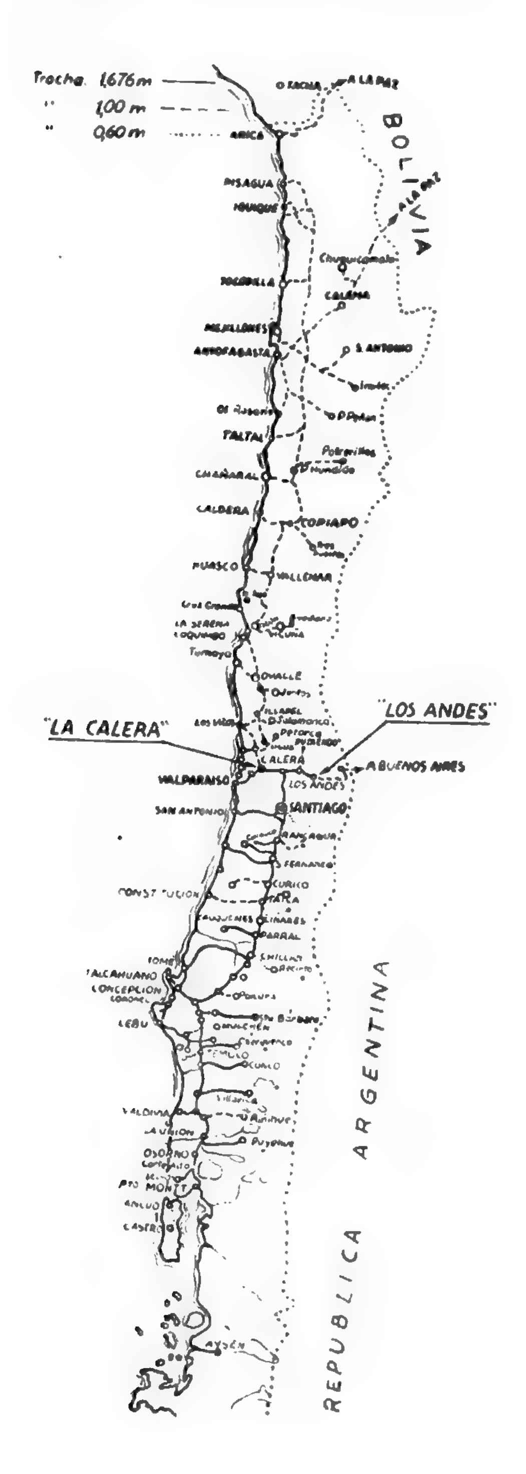
En la zona norte los ferrocarriles atraviesan una región en extremo montañosa y accidentada, con poca densidad de población.

El elevado costo que habría tenido el establecimiento en esta zona de un ferrocarril de trocha 1.676 mt., que es la normal en el resto del país no estaba justificado por la poca producción que tenía la región, lo que determinó que la vía férrea se construyera de trocha 1.00 mt. que permite un trazado más apropiado a las regiones montañosas.

La red sur recorre longitudinalmente el valle central; se obtuvo así un trazado menos accidentado y fué posible construir el ferrocarril de trocha 1.676 mt., salvo algunos ramales que, por razones particulares, fueron ejecutados de trocha 1.00 mt. y 0.60 mt.

Los ferrocarriles del norte, que en su mayor parte pertenecen a los Ferrocarriles del Estado, están constituídos por una red que se extiende desde Pisagua hasta Calera, en cuyo punto se conectan con la red sur, que es de trocha ancha.

La red sur, salvo los ramales de Concepción a Curanilahue y Rancagua al Teniente, dependen de los Ferrocarriles del Estado. Esta red está formada por una línea central, que une a Valparaiso con Puerto Montt y numerosos ramales transversales.


Trocha 1,676 m
" 1,00 m
" 0,60 m
A LA PAZ
ARICA
PISAGUA
IQUIQUE
BOLIVIA
Chuquicamata
CALAMA
MEJILLONES
ANTOFAGASTA
S. ANTONIO
TALTAL
Potrerillos
CHAÑARAL
CALDERA
COPIAPO
HUASCO
VALLENAR
LA SERENA
COQUIMBO
VICUÑA
OVALLE
"LOS ANDES"
"LA CALERA"
CALERA
A BUENOS AIRES
VALPARAISO
LOS ANDES
SANTIAGO
SAN ANTONIO
RANCAGUA
CURICO
TALCA
LINARES
PARRAL
TOME
TALCAHUANO
CONCEPCION
LEBU
VALDIVIA
OSORNO
PTO MONTT
ANCUD
CASTRO
AYSEN
REPUBLICA ARGENTINA

A excepción de unos pocos ramales, la red sur tiene trocha 1.676 mt.

La existencia de vías de trocha diferentes ha generado el problema del trasbordo de la carga en los puntos de empalme, el que produce un atraso en el transporte, una mayor detención del equipo y deterioro y pérdida de la mercadería.

Aún cuando este problema es general para todos los casos de trasbordo, tiene especial importancia el que se presenta en Calera en el intercambio de productos entre la zona norte y la zona sur, debido al gran volumen de carga que se moviliza, y el del Ferrocarril Transandino por su carácter internacional.

En este trabajo nos limitaremos a estudiar la solución apropiada para el Ferrocarril Transandino, la que, con algunas variantes, puede servir en los demás casos.

MOVIMIENTO DE CARGA DEL FERROCARRIL TRANSANDINO

Este Ferrocarril, que es de trocha 1.00 mt., transporta las mercaderías entre Mendoza y Los Andes. Casi la totalidad de la carga está destinada a las ciudades de Valparaíso y Santiago, y debe ser trasbordada en Los Andes al ferrocarril central, que es de trocha 1.676 mt.

El volúmen de transporte, que en los primeros años fué de escasa consideración, ha aumentado apreciablemente y se estima que este incremento puede continuar en forma progresiva si se mejoran los elementos de transporte y se soluciona el problema del transbordo de la mercadería.

A continuación se detalla el tonelaje transportado entre los años 1940 y 1944:

Año	*Mercaderías varias Tons.*	*Ganado Tons.*	*Total Tons.*
1940	2.262	14.581	16.843
1941	1.578	10.692	12.268
1942	16.795	19.381	36.176
1943	16.605	44.041	60.646
1944	18.222	37.628	55.850
1945 1er. semestre)	7.967	34.209	42.176

En el estudio del transbordo no se considerará el ganado porque, dada la facilidad de su transbordo, es preferible bajarlo a tierra y volverlo a embarcar en el otro equipo.

Aún cuando actualmente el volúmen de carga que transporta este ferrocarril es relativamente pequeño, y no justifica una inversión apreciable, la reconstrucción del sector destruído que ha permitido eliminar el transporte carretero entre Punta de Vacas y Mendoza, y que es-

tá en servicio desde fines del año pasado, traerá un incremento apreciable de la movilización.

Por otra parte, el carácter internacional de este ferrocarril aconseja resolver el problema del transbordo de la mercadería, aún en el caso en que la solución adoptada signifique un mayor costo del transporte.

DISTINTAS SOLUCIONES PARA EVITAR EL TRANSBORDO

En el protocolo firmado el 21 de agosto de 1943, por los Ministros de Relaciones Exteriores de Chile y Argentina, se convino, entre otros asuntos, en lo siguiente:

«El Gobierno Argentino reitera su propósito de adoptar todas las medidas necesarias para la reconstrucción del sector del Ferrocarril Transandino por Uspallata, comprendido entre este punto y Punta de Vacas, quede terminado dentro del más breve plazo posible».

«El Gobierno de Chile, por su parte, realizará las obras necesarias para que el tráfico ferroviario en el sector Los Andes-Valparaíso pueda efectuarse sobre trocha de 1 metro».

«Ambos Gobiernos iniciarán, tan pronto como sea posible, el estudio de un túnel transandino que asegure la permanencia del tránsito por este camino en todas las épocas del año. Para este objeto cada Gobierno nombrará una Comisión Técnica Mixta encargada del estudio del nuevo túnel o de otras obras que permitan asegurar la continuidad del tráfico internacional. Se considerará también en estos estudios la posibilidad de que el nuevo túnel sirva asimismo para el Ferrocarril Trasandino, a fin de mejorar las condiciones de explotación de esta vía».

«El convenio anterior tiene por objeto facilitar el intercambio de productos y estrechar más las relaciones entre las Repúblicas de Chile y Argentina. Al mismo tiempo las obras indicadas, cuya construcción se conviene, tienen por objeto impulsar el desarrollo de las provincias de Mendoza y San Juan, dando a sus productos mayores facilidades para su salida al mar».

Para dar cumplmiento a este convenio, el Gobierno de Chile ha nombrado una Comisión de distinguidos Ingenieros para que estudien el problema relacionado con el cambio de trocha.

Esta Comisión ha informado que para dar cumplimiento al acuerdo de que el Ferrocarril Transandino pueda llegar hasta Valparaíso en vía de trocha 1 metro habría que considerar las dos soluciones siguientes:

A) La colocación de un tercer riel en el ferrocarril de Santiago a Valparaíso y en el ramal a Los Andes, y en las vías de las estaciones e instalaciones del puerto de Valparaíso.

B) La construcción de una nueva vía de un metro, paralela a las vías actuales entre Santiago y Valparaíso y en el ramal de Los Andes,

con estaciones nuevas de la misma trocha y tercer riel en las instalaciones del puerto de Valparaíso.

La Comisión nombrada ha estimado que la primera de estas soluciones, aún cuando es más económica, es técnicamente inaceptable, por las razones siguientes:

1. Reduce la capacidad de tráfico del ferrocarril actual porque se introducen en él nuevos trenes de menor velocidad y menor peso que los que corren hoy día. Debe tenerse presente que el actual ferrocarril de Santiago a Valparaíso tiene algunos trozos que están prácticamente saturados y que tienen una nueva ocupación de la vía que alcanza al 85 % del tiempo total.

2. Reduce apreciablemente la capacidad de movilización del puerto de Valparaíso, porque el equipo de trocha ancha y el de trocha angosta no podrán colocarse mezcladas en una vía de carga o descarga, sino que será necesario colocarlos separadamente para facilitar las maniobras de los carros, reducir las demoras de los barcos y para evitar deterioros del equipo de trocha angosta, que es de plataforma más baja que el de trocha ancha.

3. El mismo inconveniente se presentará en las instalaciones y vías de las estaciones intermedias y terminales.

4. Tanto la señalización como la electrificación de la línea necesitan modificaciones que harían más complicada y costosa la mantención de ellas y que reducirían la seguridad de su funcionamiento.

5. La conservación de la vía se haría más difícil y costosa por el descentramiento de las cargas producidas por el equipo de trocha angosta, y por la complicación de los aparatos de vía.

Estima la Comisión que el segundo de los puntos indicados es de tal gravedad, que bastaría por sí solo para desechar la solución A.

La solución B. elimina la mayoría de las desventajas que tiene la solución A., pero deja subsistente el inconveniente de que no es posible colocar vías independientes en los muelles y espigones del puerto porque los espacios entre los espigones y las bodegas son pequeños, y tampoco podría aceptarse la idea de destinar algunos muelles para el servicio de trocha ancha y otros para trocha angosta, porque exigiría el cambio de los buques de un muelle a otro para movilizar la carga de los ferrocarriles de ambas trochas.

La solución B. tiene también el inconveniente de exigir nuevas estaciones de trocha angosta con sus instalaciones completas en las ciudades de importancia, como ser en Santiago, El Salto (para el servicio de Viña del Mar) y Baron.

Sería preciso también considerar una estación terminal de trocha angosta en Barón, la que no tiene espacio suficiente para ello.

Por las consideraciones expuestas, la Comisión ha informado que las dos soluciones indicadas son inconvenientes; por lo que ha pro-

puesto como solución más aconsejable la de cambiar la trocha de 1.00 mt. del Ferrocarril Transandino por la de 1.676 mt., introduciendo en su trazado las mejoras necesarias para suprimir la cremallera y para pasar por un nuevo túnel que permita el tráfico durante todo el año.

Esta solución sería complementada con la construcción de doble vía en las partes en que falte en el sector Valparaíso-Santiago, a fin de aumentar la capacidad de tráfico de esta línea, o bien la construcción de una nueva vía entre estas dos ciudades, cuyo proyecto está en estudio.

Se consideraría también la conveniencia de aumentar la trocha de 1.676 mt. del Ferrocarril Longitudinal Norte entre Calera y La Serena, que es el sector de ese ferrocarril que tiene mayor tráfico.

Las ideas expuestas tienden a solucionar el problema en una forma definitiva, pero cualquiera de ellas, que se acepte, es de tal magnitud que su realización demandará varios años.

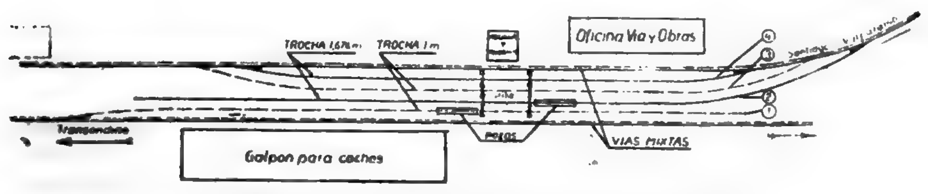
CAMBIO DE BOGGUIES AL EQUIPO DE TROCHA ANGOSTA

Se ha estudiado una solución provisoria que permitiría movilizar la carga entre la vía de trocha angosta y la de trocha ancha, sin que sea necesario efectuar su transbordo, la que consistiría en construir en la estación de Los Andes una instalación que permita al Ferrocarril transandino llevar su mercadería hasta Valparaíso sin que sea necesario transbordarla en esa estación.

El bajo costo que representa la inversión permitiría que pudiera considerarse amortizada con los beneficios que produzca en el tiempo de su utilización, y que pudiera ser abandonada sin reportar pérdida una vez que se lleve a la realidad alguna de las soluciones definitivas que hemos esbosado.

Con este objeto se propone la construcción, en la estación de Los Andes, de la instalación y maquinarias necesarias para levantar el equipo de trocha angosta, sea vacío o cargado, y cmbiarle bogguies a fin de permitir su circulación por la vía de trocha ancha hasta las ciudades de Santiago o Valparaíso.

En líneas generales, este proyecto consiste en:



Disposición general en la estación del Trasandino los Andes

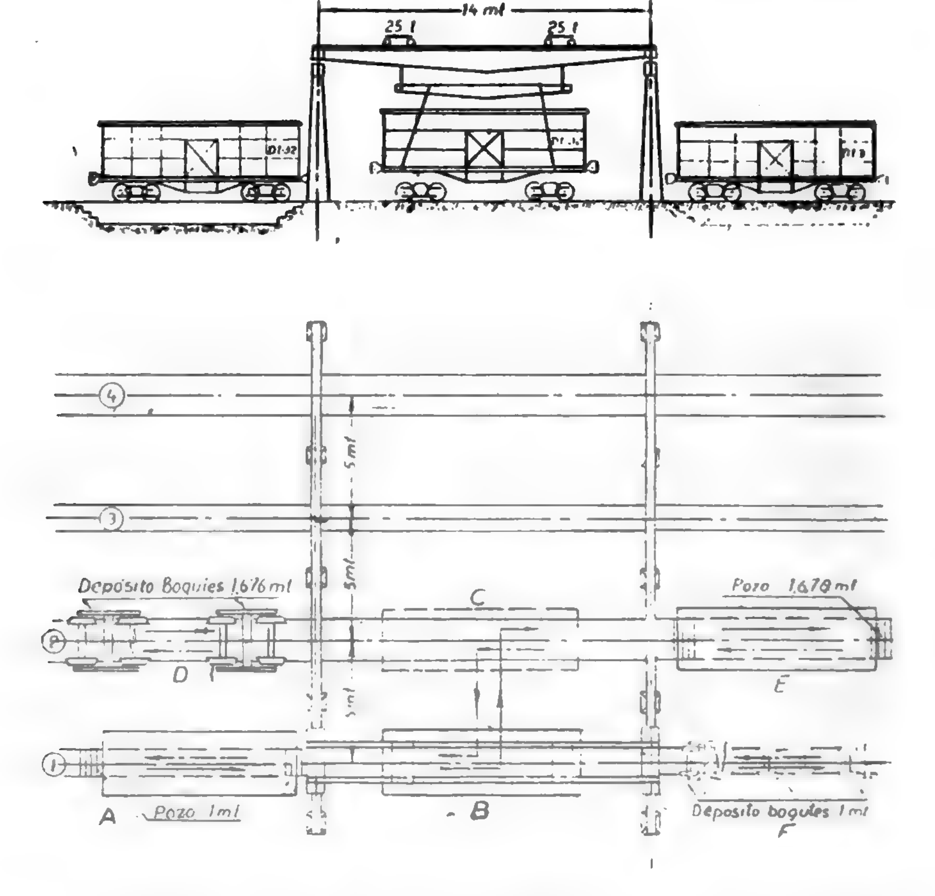
Proyecto de una instalación para cambiar boguies y transbordar carga de equipo de trocha 1ml a trocha 1,676 ml.

Lineas ① ② *Para cambio de boguies trocha 1m por boguies trocha 1,676m*

Lineas ③ ④ *Para transbordar carga de equipo 1m. a equipo de 1,676 m.*

——— *Cambiar boguies de trocha 1m por boguies trocha 1,676m.*

— — — " " " " 1676m " " " 1 m.



1. **Destinar, para este objeto, cuatro vías paralelas, de una longitud aproximada de 220 mts., las que estarían alternadas (vías Nos. 1, 2, 3 y 4 del esquema Nº 2). Cada una de estas líneas estará empalmada a la red respectiva.**

2. Construir, en el centro de estas vías, un puente-grúa de 50 toneladas, capacidad suficiente para levantar el equipo cargado. Este puente-grúa levanta el equipo y lo traslada transversalmente a la vía paralela de trocha distinta para colocarle los bogguies correspondientes.

3. Construir dos pozos de inspección (A y E esquema Nº 3) destinados a la operación de desconectar el varillaje de los frenos para dejar libre los bogguies y conectarlo una vez que haya sido cambiado.

4. Establecer, tanto en el terminal de una de las líneas de trocha ancha como en otra de trocha angosta, un parque de bogguies para depositar los bogguies de repuesto.

Esta instalación funciona de la manera siguiente:

Se coloca en la vía 1, por medio de una locomotora, el convoy de equipo de trocha angosta hasta que el primer carro quede sobre el pozo de inspección A, después de lo cual se separa la locomotora.

Las maniobras siguientes se hacen exclusivamente por medio de winches enclavados eléctricamente con las grúas, para evitar maniobras falsas mientras haya algún carro suspendido.

En el pozo de inspección A se desconecta el varillaje del freno para dejar libre los bogguies; enseguida se corre el carro hasta dejarlo debajo del puente-grúa en la posición B, donde se levanta la caja y se traslada a la línea 2 en la posición C donde ya están colocados los bogguies de trocha ancha (1.676) para recibirla. Estos bogguies deben ser trasladados del parque de bogguies de trocha ancha 1.676 m., D, a la posición C, antes que se efectúe el traslado de la caja para evitar así maniobras por debajo de la caja suspendida. Los bogguies retirados al equipo en la posición B, se llevan al parque de bogguies F.

Una vez practicada esta operación, se baja el carro sobre los nuevos bogguies y se traslada al pozo de inspección E, donde se conecta el varillaje del freno y se retira el carro en el sentido indicado por la flecha, listo para transitar por la vía de trocha ancha.

Si se trata de equipo que viene de la vía de trocha ancha hacia el transandino, la operación se ejecuta en sentido inverso, como indican las flechas de líneas de trazo y punto del croquis Nº 3.

El tiempo total que demora la operación se estima en 15 minutos por carro.

Se consulta también las vías 3 y 4 para el transbordo directo, de carro a carro, de la carga que, por venir en bultos grandes en carros planos, o en Containers, sea preferible transbordarla directamente.

Además de las instalaciones indicadas se requiere modificar el sistema de enganche de 300 carros del Ferrocarril Transandino con el objeto de normalizarlo con el equipo de trocha ancha y construir 70 bogguies de trocha ancha que sería necesario tener disponibles para este servicio, en relación con el volúmen actual de carga del Transandino.

Los costos de instalación serían los siguientes:

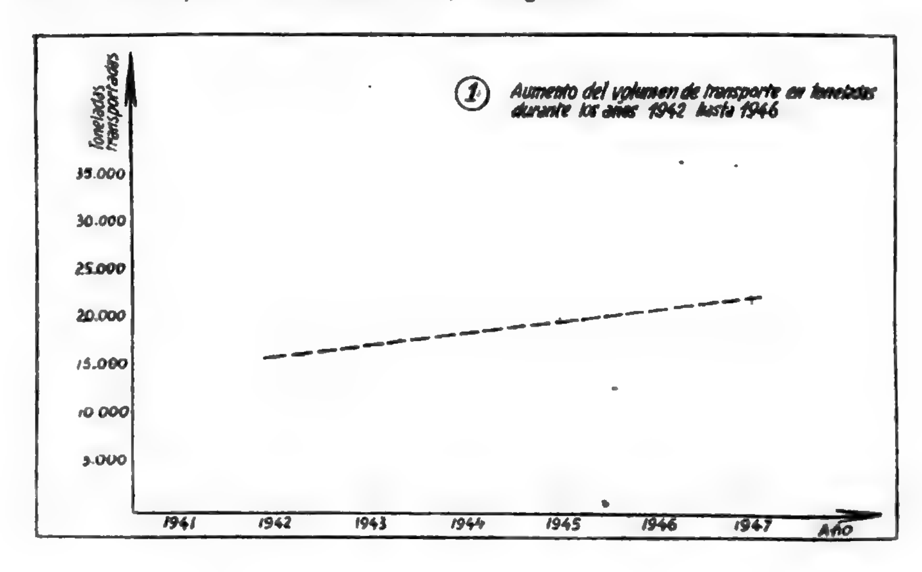
Construcción de 500 metros de vía	$	300.000
Construcción de vías elevadas, de hormigón armado ...	»	40.000
Una grúa con dos carros de 25 tons. c/u	»	720.000
Un pozo de inspección, para trocha 1 metro	»	10.000
Un pozo de inspección, para trocha 1.68 metro	»	12.000
Winches para las maniobras, y enclavamientos, etc.	»	100.000
Un juego de estrobos especiales	»	15.000
70 bogguies de trocha 1.68 mt.	»	1.750.000
Costo total de la instalación	$	2.947.000

La transformación del marco y normalización del enganche de los 300 carros de trocha angosta se estima en $ *3.420.000.* Este valor no ha sido considerado en los costos de instalación porque este trabajo figura en el programa de mejoramiento del equipo del Ferrocarril Transandino y, al ejecutarse este proyecto, sólo significaría disminuír el plazo para su ejecución.

Aceptando para esta instalación una amortización de 15 años, y un tipo de interés de 5 %, la cuota correspondiente de intereses y amortización sería de 11,6 % lo que representaría un gasto anual, por este capítulo, de $ *341.852.*

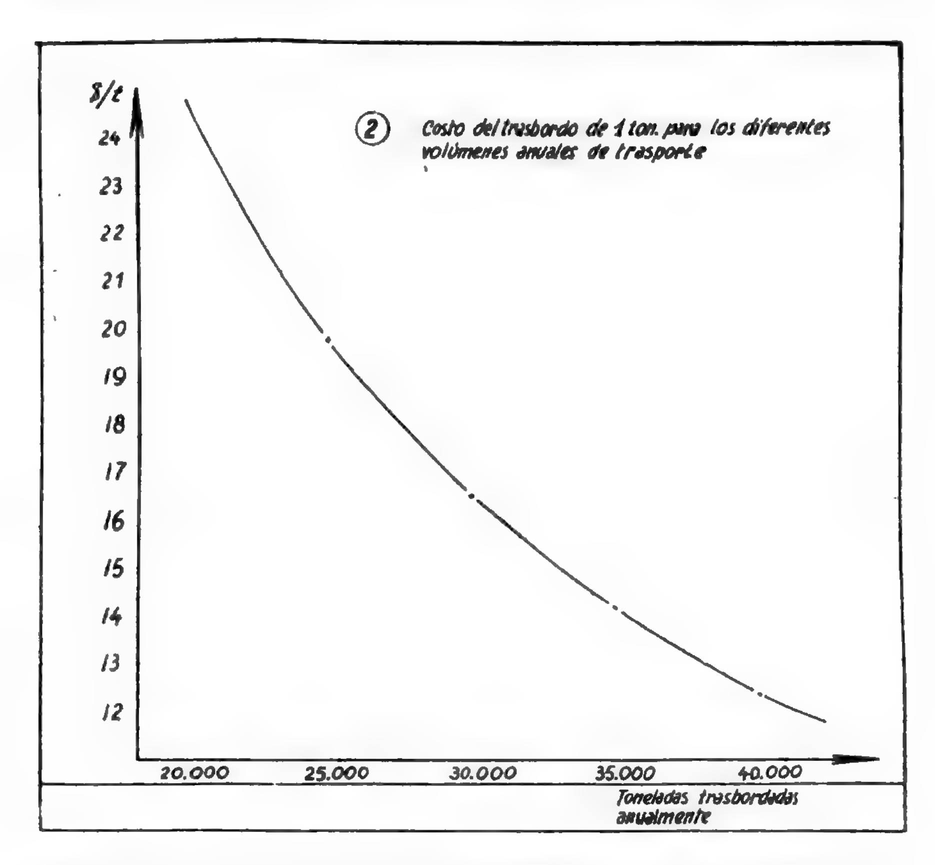
Como ya se ha dicho, no hay conveniencia en hacer llegar hasta la capital el equipo con ganado y resulta más ventajoso bajar a tierra el ganado a fin de darles de beber, ya que la operación del transbordo de animales es sencilla.

En consecuencia, la instalación proyectada sólo se aprovechará para las mercaderías varias que transporta el Transandino, cuyo volúmen total ha sido, en los últimos años, el siguiente:



Año	1941	1.576	toneladas
»	1942	16.795	»
»	1943	16.605	»
»	1944	18.222	»

Dada la proporción del aumento del volúmen de transportes en estos años puede considerarse que este ferrocarril tendrá un movimiento



mínimo de 20.000 toneladas de mercaderías varias, susceptibles de transbordo.

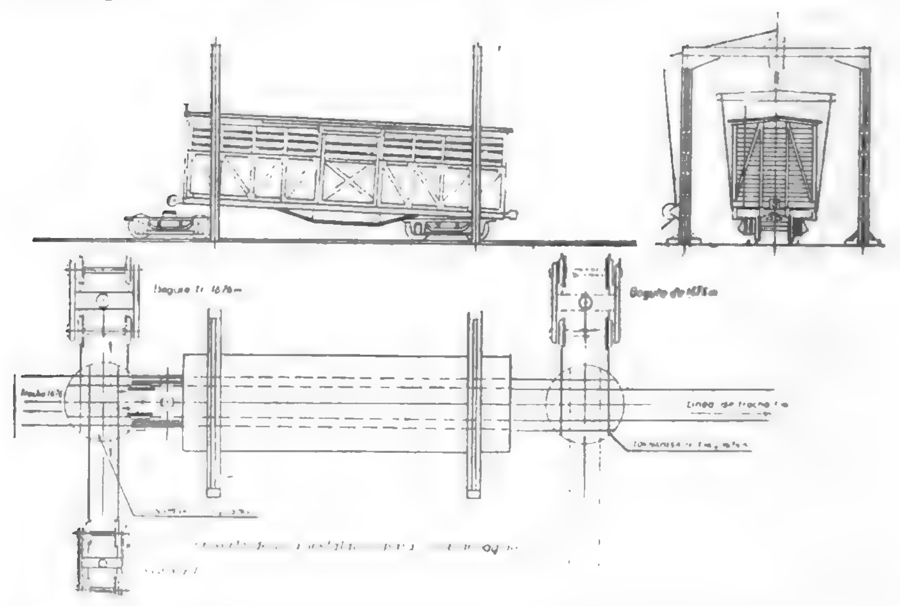
Suponiendo que la movilización se efectúe sólo en 200 días del año, el promedio diario de carga para transbordo será de 100 toneladas, o sea 5 carros.

La instalación proyectada tiene un rendimiento de 4 carros por hora, o sea 32 carros en la jornada de 8 horas. Por lo tanto es suficiente para atender cualquier incremento de transporte.

La operación del cambio de bogguies demandaría el siguiente gasto anual:

Interés y amortización del capital invertido	$	341.852
Personal necesario para la maniobra	»	88.000
Energía eléctrica	»	36.000
Conservación de las instalaciones	»	10.000
Gastos generales e imprevistos	»	20.000
	$	495.852

Se ha tomado como base que la movilización mínima será de 20.000 toneladas anuales, en cuyo caso el costo unitario de operación será de $ 24,76 por tonelada.



Este costo baja en forma apreciable a medida que aumenta el volúmen total de transporte, como se indica en el cuadro siguiente:

Para movilización anual de	20.000	tons.	el	costo	es	de	$	24,76 por ton.
" " "	25.000	"	"	"	"		»	19,82 por ton.
" " "	30.000	"	"	"	"		»	16,51 por ton.
" " "	35.000	"	"	"	"		»	14,16 por ton.
" " "	40.000	"	"	"	"		»	12,39 por ton.

El costo actual del transbordo de la mercadería es de $ 18.00 la tonelada.

De estas cifras se desprende que esta instalación daría resultados económicos favorables sólo en el caso en que el volúmen de la mercadería movilizada fuera superior a 25.000 toneladas al año, cifra que se estima que se puede alcanzar dentro de un período de dos años, dado el incremento observado en el tráfico.

Aún cuando el costo de operación, para el volúmen actual de movilización es superior al costo de transbordo directo siempre es recomendable la adopción del sistema que se propone, por las siguientes razones:

a) El transbordo de la mercadería demanda un tiempo que se estima en 4 horas. Al utilizarse la instalación proyectada ese tiempo se reduce a 15 minutos, lo que representa un mejor aprovechamiento del equipo y una mayor rapidez en la movilización.

b) En el transbordo directo de carro a carro se produce deterioro y pérdida de mercadería, lo que se evita con el sistema de cambio de bogguies.

Podría aún rebajarse el costo, adoptando una segunda solución que consiste en instalar sólo dos portales fijos en vez del puente-grúa.

En este caso se opera levantando el equipo sólo de un lado, se cambia el bogguie y se repite la operación en el otro extremo. Este sistema produciría una economía apreciable en los costos de instalación, pero no es recomendable a causa de las dificultades que se presentan en la operación, por la mayor lentitud de las maniobras y porque no es aprovechable para el transbordo de la mercadería de gran volúmen que se traslada de carro a carro.

INFORME DEL RELATOR

El interesante trabajo presentado por los ingenieros de los Ferrocarriles del Estado de Chile, señores Armando de la Carrera y Sigfredo Prett podría dividirse en dos partes.

En la primera se plantea el problema que se presentó al intentar aumentar la capacidad de tráfico de intercambio entre los ferrocarriles Transandino y la línea troncal del Estado, de trocha ancha éste, y angosta el primero. Asimismo se dan las soluciones de carácter permanente a que arribó la Comisión de Ingenieros designada con dicha finalidad por el Gobierno Chileno.

Dado que cualquiera que sea la solución permanente a adoptarse llevará años en realizarse, en la segunda parte del trabajo se propone como solución inmediata y transitoria, en base a un estudio técnico - económico, la construcción en el empalme de ambas líneas de instalaciones que permitan el rápido cambio de bogguies del equipo de trocha angosta, evitando en esa forma el trasbordo de aquellas cargas que más sufren con el mismo y agilizando el movimiento del material rodante correspondiente.

Estimo aconsejable su publicación, pues muchos son los casos semejantes en que puede ser útil el estudio de la solución propuesta en el trabajo precedente.

RESOLUCION DEL CONGRESO

Se acuerda su publicación por ser útil el estudio de la solución propuesta en casos semejantes que puedan presentarse.

TEMA 9

EXAMEN COMPARATIVO TECNICO - ECONOMICO DE LOS DIFERENTES SISTEMAS Y NUEVOS METODOS DE TRACCION.

AUTOR: *FERROCARRILES SUD Y OESTE DE BUENOS AIRS.*

RELATOR: *Ingeniero JULIO ADER.*

3.

Los ferrocarriles, tal como hoy los conocemos, deben su origen al nacimiento de la locomotora a vapor.

Cuando Stephenson en 1814, después de ardua y tenaz lucha, jalonada de sinsabores, esperanzas y decepciones, conseguía, al fin, poner en marcha su primera locomotora a vapor, la Humanidad, sin que el mismo Stephenson lo presintiera, entraba en una nueva era. Desde entonces, la modesta locomotora a vapor de Stephenson ha ido transformándose paulatinamente, hasta llegar a ser la poderosa máquina que hoy conocemos. Puede afirmarse que el invento de la locomotora a vapor quizás sea uno de los que han ejercido mayor influencia beneficiosa para la causa de la civilización.

Durante un período que sobrepasa ampliamente los cien años, la locomotora a vapor ha mantenido una posición sobresaliente como elemento de fuerza motríz para la explotación ferroviaria, y la historia que ha escrito durante tan largo período puede calificársela de magnífica.

Antes de comentar este asunto bajo su aspecto técnico y económico, convendría considerar en sentido general algunos puntos fundamentales relacionados con él, ya en forma directa, ya indirecta.

En gran medida, el tipo de fuerza motríz ferroviaria más conveniente para cualquier país depende de sus recursos naturales en cuanto a carbón, a petróleo y a saltos de agua; en qué extensión estos recursos han sido explotados económicamente, y hasta donde las condiciones prevalecientes podrían ejercer influencia sobre el intercambio económico con otros países.

El objetivo del ingeniero mecánico ferroviario lo constituye la provisión de la fuerza motríz capaz de cumplir los diversos servicios que el ferrocarril está llamado a operar y, a fin de lograr el exito en su cometido, debe realizarlo de la manera más eficiente y al menor costo que sea posible. Para alcanzar tal meta es necesario que cuente con la completa cooperación de todos los departamentos afectados, es decir, los de Explotación, Vía y Obras y Contaduría.

El ingeniero está colocado en una situación dual. El es un servidor de la empresa que lo emplea, pero si tenemos en cuenta que ésta es una entidad de servicio público, él también es a su vez, un servidor público y, en carácter de tal, debe considerar como parte de su deber ayudar a su empleador a ofrecer al público el mejor servicio posible. El sabe, por ejemplo, que la velocidad es costosa, pero no se atreve a permanecer inactivo, ya que si su empresa no proveyera lo que el público reclama, el transporte se desviaría hacia otros medios de locomoción. La demanda de mayor velocidad ha obligado a realizar toda clase de experimentos relacionados con la resistencia del aire, lo cual ha conducido a la creación de la aerodinámica en los trenes. Esta misma demanda también ha traído el mayor uso de los cojinetes a rodillos, etc. De hecho, esos experimentos han significado un progreso. También dieron lugar a que se realizaran esfuerzos para aumentar la disponibilidad de las unidades de fuerza motríz, a objeto de reducir la inversión de capital y de obtener mejoras en el servicio, sin que ello redundara en gastos extras para el público. Un detalle que convendría no perder de vista es el de la estética, cuyo valor psicológico no debe menospreciarse. Hermosear la vida constituye una inclinación natural del hombre, que se manifiesta en todos los órdenes de la actividad humana. Así como en el campo de la arquitectura la estética ocupa un lugar tan importante, también en el de la mecánica hay oportunidad de desarrollar el gusto estético al diseñar las máquinas de fuerza motríz, y, si bien es difícil justipreciar en sentido material el valor de la estética, podemos estar seguros de que cualquier esfuerzo que tienda a la elevación del espíritu no estará empleado en vano.

Retornando a nuestro comentario sobre la locomotora a vapor, debe admitirse que, a pesar del éxito que ha obtenido, tiene ciertos defectos que le son inherentes, y que , además, no está exenta de determinadas limitaciones. Su potencia está limitada por el perfil máximo que permite la trocha y, además, su tamaño y su peso no deben exceder los límites impuestos por el ancho de la trocha y la estructura de la vía. Dentro de tales limitaciones, se ha mantenido durante un largo período una lucha sostenida de los ingenieros para dotar a la locomotora a vapor de una potencia cada vez mayor. Esta lucha no ha resultado infructuosa, ya que se han logrado considerables adelantos en el transcurso de los años y, sin duda, se lograrán otros en el futuro.

El Recalentador de Vapor, que ahora forma parte del equipo de toda locomotora moderna —con la sola excepción, tal vez, de las pequeñas locomotoras de maniobras— costituye una importante mejora desde el punto de vista de la eficiencia. Lo mismo puede decirse del Calentador de Agua, aún cuando su uso no sea tan general. El resultado, a veces pobre, que se obtiene de este aparato, podría atribuirse al poco cuidado prestado en evitar la formación de incrustaciones en los tubos de circulación. Una mayor atención al diseño de la locomotora en cuanto a la provisión de pasajes de vapor amplios; una superficie grande del hogar; cámaras de combustión espaciosas para aumentar el volúmen del

horno; partes del movimiento alternativo livianas; contrapesos adecuados; cojinetes a rodillos, etc., dará por resultado un funcionamiento más eficaz. Además, la introducción de las válvulas «Poppet» —con las cuales los puntos de distribución de vapor pueden ser regulados independientemente uno del otro— aumenta la presión efectiva en los cilindros, especialmente a altas velocidades. De esta manera queda acrecentada la potencia, como también la eficiencia de la máquina si los diámetros de los cilindros son agrandados a fin de aprovechar el mayor grado de expansión de vapor, que de este modo se hace posible.

La objeción principal que se le hace a la locomotora a vapor la constituye su baja eficiencia térmica. Si tenemos en cuenta que una locomotora a vapor moderna, corriendo un tren de pasajeros a alta velocidad y en su capacidad máxima, solamente convierte en energía mecánica útil para el remolque del tren un 6 % de las calorías potenciales contenidas en el combustible que consume, habrá de reconocerse que el cargo que se le hace no resulta en verdad infundado. La causa de este bajo aprovechamiento, aparte de la considerable energía utilizada por la locomotora para su propia movilidad, — la cual varía grandemente, estando en proporción el peso de la máquina con el del tren, — debe buscársela en las propiedades físicas del agente de operación y en la poca diferencia entre la temperatura máxima y mínima a la que opera. A este respecto, podrían obtenerse mejoras por medio del uso de alta presión de vapor (25 kilos por cm^2 y más) como también por medio del empleo de condensador; pero los esfuerzos hechos hasta el presente, en tal dirección no han sido coronados por el éxito deseado.

Altas presiones obligan a modificaciones fundamentales en el diseño de la caldera, lo cual ocasiona a la postre sus propias dificultades, además de aumentar considerablemente el costo inicial. Por otra parte, altas presiones reclaman la provisión de expansión «compound» y aun cuando estas locomotoras han dado resultados excelentes, carecen en cambio de la flexibilidad de las de expansión «simple», por cuya razón los técnicos de Tracción no las miran con muchas simpatías. Una experiencia interesante fué la realizada con una locomotora «compound» de alta presión, proyectada por el Dr. Schmidt para los Ferrocarriles del Estado Alemán en el año 1926. Operando a una presión de 60 kilos por cm^2 — producida por medio de un circuito cerrado en el cual el vehículo de trasmisión de calor era el agua destilada — la eficiencia térmica máxima que se obtuvo alcanzó aproximadamente al 8 % como rendimiento máximo. Por cierto que este resultado no puede considerarse alentador, teniendo en cuenta lo complicado de su diseño y su alto costo inicial.

Ha habido otras locomotoras a vapor de alta presión construídas en diferentes fechas que han obtenido cierto éxito. Se podrían citar las siguientes:

Locomotora «compound» de tres cilindros, tipo 4-10-2, de 24.6 kilos por cm^2 de presión, construída en el año 1926 en los Talleres de Locomotoras Baldwin de los Estados Unidos. Fué sometida a pruebas en

gran escala en los establecimientos de Pruebas de Locomotoras del Ferrocarril de Pensilvania en Altoona, y después en varios ferrocarriles importantes de los Estados Unidos.

Locomotora simple de tres cilindros, tipo 2-8-2, de 59.7 kilos por cm^2 de presión, construída en el año 1927 por la Compañía Suiza de Locomotoras y Máquinas de Winterthur, proyectada por M. Buchli.

Locomotora «compound» de cuatro cilindros, tipo 4-6-4, de 31.6 kilos por cm^2 de presión, construída en el año 1929 para el Ferrocarril Nordeste de Inglaterra.

Locomotora «compound» de tres cilindros, tipo 4-6-2, de 119.5 kilos por cm^2 de presión, construída en el año 1930 para los Ferrocarriles del Estado de Alemania por la Compañía Swartzkopff.

Todos estos tipos de locomotoras fueron objeto de amplios comentarios y análisis en las revistas técnicas, y la razón que nos mueve a mencionarlos aquí responde al deseo de hacer resaltar el hecho de que los técnicos no se han sentido satisfechos con los progresos logrados hasta ahora, y de que mantienen vivo el deseo de incrementar aun más el mejoramiento de la eficiencia de la locomotora a vapor.

Sin embargo, el autor de estas líneas abriga la convicción de que en el estado actual del conocimiento en la materia, son dudosas las ventajas a obtenerse de presiones excesivamente altas, en vista de las complicaciones que inevitablemente siguen a cada intento en tal sentido. Por otro lado, debiera aprovecharse toda oportunidad que se presente para reducir la contrapresión. La contrapresión, como se señala en el diagrama indicador de vapor, puede calcularse fácilmente, pero por desgracia el diagrama indicador no nos dice todo lo que sucede dentro del cilindro. Hay otros factores que afectan a la eficiencia, tales como las pérdidas del pistón y la condensación de vapor en el cilindro; y, como el grado de recalentamiento máximo está limitado por la temperatura a la cual el lubricante es efectivo, con altas presiones la condensación es difícil de evitar, mientras que con el aumento de presión la dificultad de evitar pérdidas por el pistón, también se acrecienta. La condensación equivale a una contrapresión, como lo es también la resistencia interna de la máquina. Estos son factores cuya magnitud no puede establecerse tan fácilmente como los anteriormente mencionados. Cualquier medio que se adopte para reducir la contrapresión en el cilindro, redundará en una mejora en el conjunto de la eficiencia de la máquina; cosa que explica porqué los grandes pasajes de vapor, las válvulas Poppet, los cojinetes a rodillos, etc., son de tanta importancia.

En lo que respecta al condensador, se trata de una unidad complicada, que para que sea eficiente requiere mayor espacio del que es disponible, y además, su gasto de conservación es elevado. Los experimentos hechos a ese respecto han sido en su mayoría descartados, pero el descubrimiento de un medio condensivo barato, que hiciera posible la colocación de un condensador eficiente en el limitado espacio disponible, contribuiría sin duda a mantener a la locomotora a vapor en la posición sobresaliente en que ha permanecido durante tantos años.

Por mas que la locomotora a condensador no ha constituído un verdadero éxito desde el punto de vista de la eficiencia térmica, no puede de ninguna manera desechársela por completo. A tal respecto desearía llamar la atención hacia la locomotora a condensador, construída para los Ferrocarriles del Estado de la Argentina, la cual obtuvo un destacado éxito. Esta máquina, que recorrió largas distancias con un consumo de agua de solo 7 litros por kilómetro — en lugar de unos 140 litros en que podría calcularse el consumo de una máquina similar sin condensador — pudo marchar a través de zonas de agua de mala calidad sin abastecerse de agua, que de otra manera hubiera tenido que transportarla en vagones tanques, para evitar la probabilidad de que el agua deficiente ocasionara la falla de la máquina en el trayecto.

En los Estados Unidos está gozando actualmente de creciente favor la locomotora a vapor «Duplex». Se trata de un tipo en el cual cuatro ruedas motrices de cada lado son accionadas por otros tantos cilindros de expansión simple, dispuestos dos sobre el bastidor de la parte delantera y los otros dos sobre la parte central, de modo que cada dos pares de ruedas motrices son accionadas separadamente. Este diseño responde a la idea de que al reducirse el tamaño de los cilindros se logra la disminución del peso de las partes alternativas del movimiento, con la consiguiente reducción del aumento dinámico, del desgaste de la estructura de la vía y el de las piezas del movimiento.

También se ha construído cierto número de locomotoras a turbina, con condensador y sin condensador, con trasmisión tanto mecánica como eléctrica, pero no se tiene sino una escasa información en cuanto a los resultados obtenidos en la operación de estas unidades y, dado que éstas no han pasado más allá del terreno experimental, puede en realidad presumirse que los resultados no deben haber sido alentadores. Sin embargo, este tipo de locomotora no debe ser desechado, ya que reune varias ventajas como ser, mayor uniformidad en el momento de torsión y menor consumo de vapor a igual poder, además de otras características ventajosas. En este orden de ideas es interesante hacer notar que los Talleres Baldwin de los Estados Unidos han construído recientemente una locomotora de alta velocidad sin condensador, impulsada por una turbina de 6.900 H.P., que trabaja a 9000 revoluciones por minuto. Esta poderosa máquina, que trabaja con una presión de vapor de 21.8 kilos por cm^2 dará una fuerza de tracción máxima no menor de 33.000 kilos. Se esperan con sumo interés mayores detalles de esta locomotora, como también los resultados obtenidos en su operación.

Uno de los principales defectos inherentes a la locomotora a vapor es la imposibilidad de equilibrar las partes del movimiento alternativo, ya que el aumento dinámico, debido al balanceo parcial de estas partes se hace sumamente dañoso para la vía, marchando a altas velocidades. Durante estos últimos años este problema ha recibido atención especial de parte de los ingenieros, y algunos de ellos han llegado hasta a recomendar la completa eliminación de pesos sobrebalanceadores, especialmente en el caso de máquinas pesadas con centro de rodado largo. A

pesar de que la eliminación de los pesos sobrebalanceadores causaría un aumento de los movimientos oscilatorios, se considera que ésto constituiría un mal menor, y que su magnitud no sería lo suficientemente grande como para afectar a la seguridad y al confort de la marcha. Sin embargo, es imposible establecer una regla general aplicable a todos los tipos de máquinas, ya que cada uno de ellos presenta sus propios problemas.

No obstante todos sus defectos, la locomotora a vapor es muy eficiente desde el punto de vista mecánico, y ha resistido durante años — y con mucho éxito — los intentos realizados para desplazarla de la posición dominante que por tanto tiempo ha ocupado como elemento de fuerza de operación ferroviaria.

Ciertamente que la locomotora a vapor ha perdido el lugar que anteriomente ocupaba en la realización del servicio suburbano, donde el tránsito es intenso y la distancia entre paradas y paradas, corta, circunstancia que crea un problema especial. El tren Eléctrico de Unidades Múltiples, con su alta aceleración (no siendo raro el caso de una aceleración de 2.4 kilómetros por hora por segundo), permite que la vía sea ocupada hasta un límite máximo mucho mayor de lo que es posible con la locomotora a vapor. Este tipo de tracción sirve en propósito especial, pero la inversión de capital tan elevada a que obliga su adopción, únicamente puede justificarse cuando la intensidad del tránsito no puede cubrirse por el empleo de sistemas de tracción menos costosos. Bajo estas condiciones, generalmente, se considera que el costo puede resistir con éxito la comparación con el de cualquier otro sistema de fuerza motríz aplicable al ferrocarril. En los ferrocarriles subterráneos de Londres, donde se corren 42 trenes por hora en la misma dirección sobre una vía y 42 en dirección opuesta sobre otra vía, se utilizan estas unidades, y resulta difícil imaginar que con cualquier otro sistema podría obtenerse el mismo resultado. Otra ventaja a su favor la constituye la eliminación de la molestia del humo; ventaja que es de especial importancia cuando se opera en grandes ciudades.

Tenemos también la locomotora Diesel eléctrica, que suministra corriente eléctrica a motores colocados en los bogies de los coches del tren. Este tipo de locomotora, o usina móvil, se adapta especialmente a la operación del servicio suburbano — en donde su adopción está justificada por la gran intensidad del tránsito — y, desde el punto de vista de operación, es notablemente superior a la locomotora a vapor, en razón de su alta aceleración; característica que la convierte en un serio competidor del sistema eléctrico. Tiene, en cambio, la desventaja de que su funcionamiento origina la expulsión de gases sumamente molestos, que obligan a excluirla de la operación de servicios subterráneos.

La elección entre el sistema de electrización completa y el de las locomotoras Diesel eléctricas, para la operación de servicios suburbanos, deberá quedar supeditada a las conveniencias de la política ferroviaria que las circunstancias aconsejen seguir; como también a las previsiones en cuanto a las necesidades futuras del tránsito. Sin embargo,

allí donde la distancia entre paradas y paradas es muy reducida, con el sistema de electrización completa será posible transportar un mayor número de pasajeros en un tiempo dado.

En el servicio de pasajeros de larga distancia, así como en el de cargas, la locomotora Diesel eléctrica constituye un serio competidor de la locomotora a vapor. Sin embargo, se trata de una máquina costosa, usando — como lo hace — tres elementos distintos de fuerza motríz, la máquina Diesel, el generador, y los motores. Con ella se obtiene en la barra de tracción una eficiencia de alrededor de 20 %, en contraste con la de 6 % de la locomotora a vapor operando bajo las mismas condiciones. Para un ferrocarril que gaste, supongamos $ 10.000.000.00 m/n. anuales en combustible para sus locomotoras, la diferencia paracería tentadora. Sin embargo, desde el punto de vista económico, depende en gran medida del precio del aceite combustible Diesel, comparado con el del carbón o el del petróleo. Antes de la guerra, el costo del Diesel «fuel oil» en la Argentina era, en cifras redondas, tres veces el del carbón, circunstancia que elimina gran parte de la ventaja de la mayor eficiencia térmica. Si se lograra diseñar una máquina Diesel que consumiera «fuel oil» de una calidad inferior y más barato que el que consume actualmente, no hay duda de que el creciente favor de que goza aumentaría aún más. Otras ventajas que podrían adjudicarse a favor de la máquina Diesel y que no estará de más enumerar, son las siguientes:

1. Economía de combustible y de agua.

2. Eliminación de las dificultades de caldera.

3. Puntos de aprovisionamiento de combustible a mayor distancia unos de otros que actualmente.

4. Eliminación de ciertos trabajos, como ser: limpieza de tubos, de fuego, de ceniceros, de tubos y de caja de humo; lavado de calderas, etc.

5. Combustible innecesario cuando la máquina queda parada.

6. Facilidad con que se prepara la máquina, quedando así siempre lista para el servicio, excepto en caso de descomposturas mecánicas.

7. Mayor disponibilidad de la máquina, con lo cual se necesitarán menos unidades para cualquier servicio dado.

8. Facilidad de abastecimiento de combustible.

9. Mayor capacidad para combustible, pudiendo recorrer distancias mas largas sin reabastecerse.

10. Falicidad de operación.

11. Mayor confort para el personal de máquina.

12. Mayor facilidad con que podrían hacerse las reparaciones fuera de los talleres, con una existencia adecuada de repuestos.

13. La necesidad de un menor número de paradas, y éstas de menor duración, será un factor importante, ya que contribuirá a mantener velocidades comerciales mas elevadas.

14. Costo mucho menor de la carga, transporte y almacenaje de combustible.

La carencia de datos estadísticos sobre el costo de operación en gran escala de las locomotoras Diesel impide dar el costo comparativo de operación entre la locomotora a vapor y la locomotora Diesel eléctrica. En el estudio de esta cuestión entran en juego muchos factores variables, cuya computación exige un análisis cuidadoso y detallado, realizado por quienes estén capacitados para estimar en su justo valor la importancia de cada uno de dichos factores. Son sumamente variados y de las mas diversa naturaleza los servicios a que está llamada a operar la fuerza motríz ferroviaria, no solamente en cuanto al kilometraje mensual y a las cargas a transportarse, sino también en lo referente a las diferentes clases de vehículos a remolcar, a los diversos tipos de transporte y a la topografía del país de que se trate; de modo que convendría ser cauto en la apreciación de tan diversos factores si se intentara su coordinación sobre bases de costo comparables, aún cuando se trate del mismo sistema de fuerza motríz, y, convendría serlo doblemente, si se tratara de sistemas distintos. Los costos son comparables, únicamente, cuando las condiciones de operación son similares, siendo comprensible, por ejemplo, que un servicio realizado por una locomotora Diesel, con un kilometraje mensual de unos 12.000 kilómetros, sea hallado mas económico que si se empleara una locomotora a vapor; mientras que podría obtenerse un resultado inverso, si el kilometraje mensual no excediera, digamos, de 4.000 kilómetros. Las cifras de los costos comparados incluirían el interés del capital original de inversión y la depreciación correspondiente. En general, se juzga que el costo de reparaciones es menor en la locomotora Diesel que en la locomotora a vapor; pero hasta tanto no se cuente con información mas fidedigna, la prudencia aconseja ser un tanto conservador, y no aceptar tal juicio sino con beneficio de inventario. No obstante, puede aceptarse que el costo no es, ciertamente, mas elevado.

Es digno de hacerse notar que si una sección completa de un ferrocarril dado fuera operada con locomotora Diesel, se lograrían economías considerables al eliminarse las facilidades de agua y combustible innecesarias.

Tal vez, el argumento de mayor fuerza en favor de la locomotora Diesel sea su alta disponibilidad. En verdad no se escatima esfuerzos — y con justa razón — para mantenerla en servicio, en vista de la elevada inversión inicial de capital. No obstante, existen pocas dudas de que las posibilidades de aprovechamiento de la locomotora a vapor no se hallan aún agotadas, y de que es posible obtener de ella un mayor rendimiento del que se obtiene hoy día; por lo cual, este asunto bien merece la pena de un estudio cuidadoso.

Debido a su gran fuerza de tracción a bajas velocidades, y al hecho de que no es necesario detenerla para reaprovisionamiento de combustible, tomadas de agua, limpieza de fuego, etc., la locomotora Diesel eléctrica se adapta especialmente a trabajos de maniobras. Además, gra-

cias a sus características, una unidad de menos potencia, comparada con una locomotora a vapor, bastará para realizar el mismo trabajo en menos tiempo.

El coche Diesel liviano, ya sea de transmisión mecánica, eléctrica o hidráulica, ha demostrado en forma concluyente ser de menor costo de operación, comparado con la locomotora a vapor, en casos de remolque de un par de coches de una capacidad entre 80 a 90 pasajeros cada uno. Si la locomotora fuese diseñada para un servicio rápido de transporte liviano, no habrá razón alguna para que ambos sistemas no dieran igual buen resultado en lo referente a velocidad; aunque habrá de reconocerse que en cuanto a facilidad de manejo, y a disponibilidad, el coche Diesel posee ventajas bien definidas sobre la locomotora a vapor. Una experiencia frecuente nos ha demostrado que al implantarse servicios de trenes livianos, a cumplirse con coches Diesel, la afluencia de pasajeros terminó por sobrepasar la capacidad de estas unidades, y hubo de reimplantarse el servicio a vapor, en detrimento del costo de operación.

La Compañía Brown Boveri construyó en los años 1939 ó 1940 una locomotora experimental a Turbina a Gas, de una potencia de 2200 H.P., para los Ferrocarriles Federales de Suiza, y los resultados obtenidos justificaron ampliamente la opinión de que este sistema de tracción tiene asegurado un porvenir promisorio. Indudablemente, su desarrollo ulterior tendrá lugar después de la guerra. Se trata de una máquina perfectamente equilibrada, de una capacidad térmica de mas del doble de la capacidad de la locomotora a vapor, y, a pesar de que su costo inicial es elevado, es sin embargo inferior al de la locomotora Diesel.

El problema es sumamente complejo. Mientras que la eficiencia térmica, el costo de combustible, etc., sean factores importantes a tenerse en cuenta para su solución, el verdadero criterio que debe primar en la elección del sistema de fuerza motríz para la operación ferroviaria, es el de la seguridad y el del costo por tonelada-kilométrica de carga transportada, incluyendo las pérdidas por intereses y depreciación de capital.

No escapa a la penetración del autor de estas líneas que el tema abarcado dista mucho de estar agotado cuando, por el contrario, solamente tienen la significación de una ligera revista a un asunto de tan vasta amplitud que bien merece la atención y la colaboración de los expertos de las diferentes ramas de la ingeniería, como también la de los de Explotación y Contaduría, a fin de que esta modesta contribución al V Congreso Panamericano de Ferrocarriles quede apreciablemente enriquecida.

INFORME DEL RELATOR

Luego de señalar el prestigio y la exclusividad que durante mas de un siglo ha gozado la locomotora a vapor como elemento motriz en la explotación ferroviaria, pone de manifiesto las tentativas exitosas en el sentido de ir corrigiendo sus deficiencias. Las dificultades mayores de

esta tarea de superación son las impuestas por las limitaciones que a la potencia determinan: a) el perfil máximo que admite la trocha; b) tamaño y peso también limitados por el ancho de ésta y la estructura de la vía.

Esas tentativas exitosas la han constituído el recalentador de vapor, el calentador de agua de alimentación, superficie grande del hogar, cámara de combustión espaciosa, parte livianas del movimiento alternativo, cojinetes a rodillos, adopción de amplios pasajes de vapor, válvulas «Poppet» que no supeditan una fase de la distribución a otras, etc.

Queda no obstante por resolver su baja eficiencia térmica, atribuible, otros factores a parte, a las características del agente termodinámico en operación y a la escasa diferencia de temperaturas máxima y mínima a que se opera habitualmente. Lo hecho en este aspecto, adopción de timbres elevados y de condensador, poco o ningún éxito ha tenido.

Las presiones elevadas poco menos que obligan la adopción de expansión «compound» y estas locomotoras no tienen la flexibilidad de las de expansión simple; por otra parte estas grandes presiones traen aparejadas pérdidas inevitables en el émbolo y la condensación, hechos que disminuyen la eficiencia.

Y a esta última no se la puede eliminar por un elevado recalentamiento por los inconvenientes en la lubricación.

En cuanto al condensador se dispone de poco espacio para su instalación y su mantenimiento es caro; cita no obstante el autor, una locomotora a condensador que arrojó un ahorro de agua de 133 litros por kilómetro con lo que evitó el arrastre de wagones tanques pues el agua del trayecto era mala.

Para disminuír el peso de las partes de movimiento alternativo menciona la locomotora «Duplex» de cuatro ejes motrices en que los dos anteriores y los dos posteriores son accionados separadamente por dos y dos cilindros respectivamente, con lo que éstos serán de menor tamaño.

Luego enumera el autor y analiza sus respectivas cualidades y conveniencias de las que podrían llamarse las competidoras de la clásica locomotora a vapor en el campo de la tracción ferroviaria: a) locomotora de vapor a turbina; b) tren eléctrico de unidades múltiples; c) locomotoras Diesel-Eléctrica; d) locomotora de gas a turbina.

De la locomotora de vapor a turbina que reúne varias ventajas sobre la locomotora a vapor hay poca información sobre la economía y resultados generales de su operación.

Los trenes eléctricos sólo se justifican en aquellos lugares en que la intensidad del tránsito sea excepcional, pues los gastos de primer establecimiento y conservación son elevadísimos. Pero en estos casos de enorme tránsito son irremplazables en virtud de su fuerte aceleración y más aún cuando se opera en ciudades por la ausencia de gases de escape, inconveniente éste de la tracción Diesel.

La locomotora Diesel Eléctrica ofrece en verdad características y ventajas apreciables realmente tentadoras. Pero su costo es tan caro que su adopción se justifica únicamente en el caso de una utilización de la misma lo mayor posible. Esto en términos generales, pues la pauta definitiva nos la daría la comparación de costos con la locomotora a vapor y en similares condiciones de operación, en cuyos cálculos deben figurar el interés del capital invertido y su amortización.

En lo referente al transporte de pasajeros la ventaja del coche Diesel, y aún mismo el del motor a carburador sobre la tracción a vapor es evidente.

Por último cita el autor la locomotora de gas a turbina de cuya experiencia se obtuvo un buen resultado pero cuyo desarrollo será posterior.

CONCLUSIONES

Sugiero la publicación de este enjundioso trabajo en los Anales del Congreso, pues él contiene además de las recomendaciones para el logro de una mayor eficiencia en las actuales locomotoras a vapor, interesantes aspectos que deben considerarse previos a la adopción de nuevos sistemas de tracción. Dada la importancia económica del problema me permito sugerir que el Congreso recomiende expresamente la necesidad de efectuar un previo análisis comparativo de los costos en similares condiciones de operación, antes de adoptarse otras modalidades de tracción.

RESOLUCION DEL CONGRESO

Se acuerda su publicación por comprender los principios básicos que deben regir el estudio de la elección del sistema de tracción más económico.

TEMA 9

ELEMENTOS DE JUICIO SOBRE LA ELECTRIFICACION DE LOS FERROCARRILES.

Autor: *Ingeniero GUSTAVO SOROJOVICH.*
Relator: *Ingeniero JAIME SALLES.*

40.

INTRODUCCION

Cada época crea sus problemas para todas las actividades humanas. Los problemas son serios, cuando el desarrollo de un cierto ramo de actividades está perturbado a consecuencia de nuevos inventos o aplicación de nuevos procedimientos para lograr el mismo o mejor resultado, y se convierten en graves cuando, un determinado orden que rige los destinos de la humanidad está conmovido por acontecimientos de carácter catastrófico y universal, como la contienda que acaba de terminar.

Al crearse tales situaciones y perturbaciones suele ser necesario ajustar los conceptos, para verificar si los métodos de explotación aplicados en la esfera de nuestra intervención son aún racionales y responden a las exigencias de la época.

Así sucedió que los ferrocarriles, por una parte, debido al progreso alcanzado por los automotores, por otra, por causas derivadas de la anterior guerra mundial, se encontraron ante la necesidad de introducir reformas y mejoras que les permitiesen hacer frente a la competencia de la carretera y, al mismo tiempo, satisfacer las exigencias del público sobre las comodidades, velocidad de traslado y otras particularidades del servicio.

Ligados como están los ferrocarriles a la tracción a vapor no era de esperar que harían abandono de un sistema que por más de un siglo representaba un alto exponente de progreso y de civilización. En algunos casos trataron de mejorar el servicio existente, modernizando las locomotoras a vapor, en muchos casos introdujeron el servicio de automotores Diesel o Diesel-eléctricos que permitían alcanzar velocidades hasta de 180 km por hora y en determinados países procedieron al reemplazo de la tracción a vapor por la eléctrica (Francia) representando este cambio una reforma radical.

Consideramos que en la actualidad los ferrocarriles se encuentran en la encrucijada de su glorioso destino y deberían revisar y determinar el rumbo a seguir.

Conceptuamos que hoy, como antaño, la electrificación de una gran

DESARROLLO DE LA ELECTRIFICACION DE LOS FERROCARRILES EN EL MUNDO

PAISES	1929 (1) Longitud de las líneas electrificadas		1931 (1) Longitud de las líneas electrificadas		1939 (1) Longitud de las líneas electrificadas		Clase de corriente	Año del comienzo del servicio eléctrico
	en km.	En % de la long. Total	en km.	En % de la long. Total	en km.	En % de la long. Total		
Europa:								
Alemania	1.515	2,8	1.598	3,0	2.218	3,8	c.c. y c.a.m.	1903
Austria	713	10,2	870	10,6	952	13,3	c.c. y c.a.m.	1907
Bélgica					58	1,1	c.c.	1931
Dinamarca					39	0,7	c.c.	1933
Estonia					8	0,5	c.c.	1932
Francia	1.197	2,2	1.847	2,9	3.097	4,8	c.c.	1900
Gran Bretaña	743	1,9	761	1,9	1.258	3,9	c.c. y c.a.m.	1903
Italia	1.710	8,1	1.959	8,1	5.170	28,2	c.c.; c.am.; c.a.tr.	1901
Holanda	135	3,7	175	3,7	235	6,9	c.c.	1908
Noruega	183	5,1	232	5,1	374	9,4	c.a.m.	1908
Suecia	1.168	7,2	1.168	6,9	3.246	19,2	c.a.m.	1908
Suiza	2.335	41,1	2.459	40,8	2.929	49,5	c.c. y c.a.m.	1894
España	274	1,7	606	3,6	614	3,8	c.c. y c.a.tr.	1924
Checoeslovaquia	49	0,3	24	0,2	47	0,3	c.c.	1903
U.R.S.S.	52	—	114	0,2	1.408	1,7	c.c.	1929
Hungría	15	0,2	104	1,1	339	4,4	c.a.m. y c.a.tr.	1924
Total	10.089	2,7	11.917	5,0	21.992	6,4	—	—
Africa:								
Argel	—	—	108	1,4	166	3,4	c.c.	1932
Marruecos	255	17,9	311	12,7	770	43,1	c.c.	1927
U. Sudafricana	318	1,7	358	1,8	764	2,9	c.c.	1926
Túnez					37	1,8	c.c.	
Total	573	—	777	—	1.737	4,0	—	

América:								
Canadá	64	0,1	66	0,1	66	0,1	c.c. y c.a.m.	1908
EE.UU.	3.003	0,8	3.324	0,8	3.753	0,9	c.c. y c.a.m.	1895
Argentina	97	0,3	105	0,3	111	0,3	c.c.	1916
Bolivia	9	0,4	9	0,4	8	0,3	c.c.	1905
Brasil	360	1,2	404	1,3	373	1,2	c.c.	1921
Chile	358	2,9	351	3,9	351	3,9	c.c.	1916
Costa Rica			160	31,0	160	31,0	c.a.m	1930
Cuba	250	4,2	250	4,2	251	4,2	c.c.	1920
Guatemala			50	—	50	—	c.a.m.	1931
México	127	0,5	97	0,4	97	0,4	c.c.	1925
Venezuela	36	3,4	36	3,4	49	—	c.c.	1928
Total	4.304	—	4.852	—	5.269	—	—	—
Asia:								
China	40	0,3	107	0,8			c.c.	1914
India	107	0,2	359	0.5	386	0,6	c.c.	1924
Japón	347	1,5	428	1,5	659	2,2	c.c.	1904
Manchukuo					126	1,5	c.c.	1914
India - Neerlandesas	40	0,7	113	2,0	113		c.c.	1925
Total	534		1.007	—	1.284	1,1	—	—
Oceanía:								
Australia	366	0,9	419	0.9	419	0,9	c.c.	1919
Nueva Zelandia	24	0,5	24	0,5	24	0,4	c.c.	1924
Total	390	—	443		443	0,9	—	—
TOTAL GENERAL	15.890	—	18.996	—	30.725	—	—	—

(1) Según datos de «Electrification of Steam Railroads Committee» New York.
(2) Según «Railway Yearbrook» 1927/8, London.

c.c. = Corriente continua.
c.a.m. = Corriente alterna monofásica
c.a.tr. = Corriente alterna trifásica.

parte de los ferrocarriles puede aportar un beneficio y mejoras positivas en la explotación de los ferrocarriles, muy especialmente con miras de un aprovechamiento racional de las riquezas energéticas del país, por lo que hemos creído conveniente esbozar en las páginas que siguen los elementos de juicio que podrán tomarse en cuenta al analizar la situación a la luz de los menesteres venideros.

CAPITULO I

LA EVOLUCION HISTORICA DE LOS FERROCARRILES ELECTRICOS

Fué el inglés Robinson quién ideó, como primero, la tracción a motor en 1759, por medio de una máquina de vapor, pero la realización práctica de este sistema de tracción se debe a un francés, Sr. Cugnot, que tuvo lugar 10 años más tarde, vale decir, en 1769.

Los primeros ensayos de tracción por medio de locomotoras sobre rieles han sido practicados al comienzo del siglo XIX, por Vivian, en Inglaterra y Evans, en Filadelfia y fué en 1829 cuando por primera vez puso en servicio regular la locomotora a vapor de Stephenson que recibió el nombre de «Rocket» o cohete, seguramente a causa de la velocidad, que parecería entonces, vertiginosa, de 50 km por hora, que podría desarrollar remolcando un tren de unas cuantas toneladas.

Poco después, en 1830, habiendo comprobado la eficiencia de la tracción sobre rieles con una locomotora a vapor, ha sido inaugurada la línea de ferrocarril entre Manchester y Liverpool.

Desde entonces los ferrocarriles con tracción a vapor seguían desarrollándose en todas partes del mundo en forma muy intensa, desempeñando una función verdaderamente revolucionaria en la civilización moderna.

Desde el momento, en que el hombre tuvo a su disposición la pila galvánica, que representa para él una nueva fuente de energía, nació la idea de aplicar la corriente eléctrica a la tracción. Es así como pudo mostrar Thomas Davenport una locomotora eléctrica, ya durante la exposición en Springfield, Massachusetts, que tuvo lugar en 1835. En el año 1838 Robert Davidson puso en servicio una locomotora eléctrica entre Edimburgh y Glasgow movida por medio de pilas eléctricas. Es evidente que, siendo tan poco económica la fuente de energía procedente de las pilas, debido a la oxidación del cinc, tuvieron que abandonar estos primeros ensayos.

Recién con la creación de la dínamo, se obtuvo el sistema de producción de energía eléctrica en cantidades casi ilimitadas que permitía aplicar la tracción eléctrica en mayor escala. No obstante, pasaron muchos años antes de que se hayan resuelto a dar un paso decisivo por el camino que tenía que consagrar la electricidad como un nuevo sistema de tracción, pues recién durante la exposición en 1879, en Berlín, la casa Siemens puso en servicio una pequeña locomotora eléctrica,

provista de 3 HP, que estaba en condiciones de remolcar tres cochecitos abiertos, previstos para 6 pasajeros cada uno. Este tren marchaba a una velocidad de 7 km por hora y permitía a los visitantes recorrer la exposición sobre los 300 m de vía instalada para este fin.

No obstante el éxito obtenido en esta primera realización práctica, transcurrieron algunos años más antes de que se procediera a la construcción de una locomotora eléctrica de una potencia de varios centenares de caballos, capaz de resistir con éxito una comparación con una locomotora a vapor.

Primero se ha procedido a adoptar la tracción eléctrica al transporte común en los grandes centros urbanos, generalizándose paulatinamente el uso del tranvía eléctrico en todas partes del mundo.

Recién en 1895 se introdujo por primera vez la tracción eléctrica en la explotación de los ferrocarriles, al adoptar este servicio en Baltimore, Estados Unidos, en un túnel existente en la ciudad, con el objeto de evitar la molestia y los inconvenientes del humo, proveniente de las locomotoras a vapor.

Por la misma causa se ha hecho uso de la tracción eléctrica en 1897 en París entre la Estación de Orleans y Quai d'Orsay.

Más o menos en la misma época empezaron a hacer ensayos con tracción eléctrica en Suiza.

Alentados por el éxito obtenido con los tranvías y la electrificación parcial de algunos tramos de ferrocarril, se comenzó la realización práctica de la electrificación de ferrocarriles interurbanos en mayor escala, a la que dieron comienzo en 1906 con la electrificación de la Pensylvania Atlantic City Branch, la New York Central y el Túnel del Simplon.

Habiéndose comprobado la eficiencia y ventajas de la tracción eléctrica, numerosos países han procedido a la electrificación de sus ferrocarriles en forma sistemática y hoy en día el total de líneas electrificadas en el mundo asciende a más de 30.000 km, distribuídos según puede apreciarse en el cuadro Nº 1.

Según el estado que se ha comprobado en el año 1939, Italia había ocupado el primer lugar en el mundo, en cuanto a la longitud de líneas ferroviarias electrificadas, que ascendía a 5.170 km y representaba el 28,2 % de la longitud total de sus ferrocarriles, la seguían Estados Unidos, con 3.753 (0,9 %); Suiza, con 2.929 (49,5 %). La mayor electrificación relativa de los ferrocarriles se realizó hasta ahora en Suiza.

CAPITULO II

SISTEMAS DE TRACCION ELECTRICA

Ante todo deseamos dejar sentado que a los efectos del presente trabajo vamos a considerar como tracción eléctrica, propiamente dicha, solamente aquella tracción que utiliza la energía eléctrica provenien-

te de una central eléctrica estable. Por consiguiente, una locomotora o un coche motriz Diesel-eléctrico no será considerado como un sistema de tracción eléctrica propiamente dicho, no obstante usar motores eléctricos para la tracción.

Los vehículos a acumuladores, aunque hacen uso de la corriente proveniente de una central, serán considerados como pertenecientes al sistema de tracción eléctrica de carácter local y por consiguiente de uso limitado.

Según la clase de corriente usada, podemos clasificar la tracción eléctrica en:

A) Tracción con corriente contínua.
B) « « « alterna trifásica.
C) « « « alterna monofásica.

Según el voltaje de alimentación del troley se puede distinguir:

A) Baja tensión, hasta 500 V.
B) Media tensión, de 500 hasta 2.500 V.
C) Alta tensión, de 2.500 hasta 20.000 V.

Al comienzo de la era de la tracción eléctrica, se ha hecho uso de la corriente continua exclusivamente, al igual que para la luz y fuerza motriz.

Los motores eléctricos que venían en consideración para la tracción eran los motores en derivación y los motores en serie.

Observando las curvas que caracterizan la velocidad de los dos motores, en función del momento giratorio (Fig. 1), notamos que esta queda casi constante en motores en derivación, independientemente de la carga que lleva el motor, mientras que en el motor en serie la velocidad baja apreciablemente con el aumento del esfuerzo de tracción del motor.

Podría parecer que, debido a la propiedad anotada de los motores en derivación, estos se prestan mejor para la tracción, por ser posible mantener una velocidad constante del tren independientemente de las curvas, declives o subidas que marca la vía. En realidad las cosas no se presentan del todo así, debido principalmente a la necesidad de ejercer un esfuerzo muy grande en el momento de arranque, con el objeto de acelerar el tren hasta su velocidad máxima en el tiempo más corto posible. Ahora bien, en un motor en serie el par motor depende doblemente de la corriente del inducido, por servir la misma también para la excitación, de modo que, para una débil saturación, la fuerza desarrollada por el motor es proporcional al cuadrado de esta corriente. En un motor en derivación, en cambio, el par motor aumenta proporcionalmente a la corriente del inducido. A capacidades iguales, el momento de arranque de un motor en serie es mucho mayor que el de un motor en derivación y, por consiguiente, se presta mucho mejor para el servicio de tracción que el segundo.

Otra ventaja del motor en serie consiste en la casi completa independencia de su par motor de las variaciones de la tensión, mientras que en el motor en derivación el esfuerzo que puede desarrollar el motor disminuye con la caída del potencial. En el primer motor, la

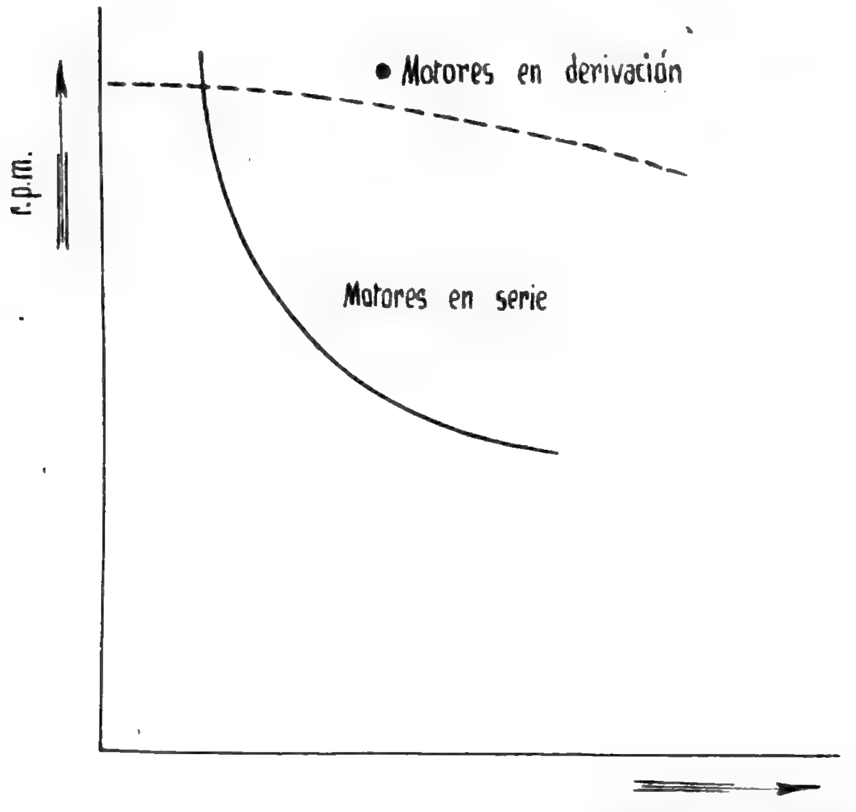


FIGURA Nº 1

Velocidad de motores eléctricos de c. c. en función del momento giratorio.

velocidad puede bajar con la disminución del voltaje, sin que por esto mengüe la fuerza de tracción ejercida por el motor.

Siendo que en un motor en serie la velocidad aumenta a medida que el par motor disminuye, esta máquina es hasta cierta medida, autoreguladora de la potencia y, cualquiera que sea el régimen de mar-

cha, absorbe del troley siempre la misma potencia. En un motor en derivación, en cambio, aumenta la potencia con el aumento de la resistencia de la vía, ocasionándose en esta forma puntas de carga pronunciadas en la central.

Por todas estas razones se ha dado siempre la preferencia al motor en serie de corriente contínua para la tracción.

Solo en algunos casos, cuando se trataba de vías de carácter montañoso, con fuertes pendientes, se eligieron motores en derivación, por la invariabilidad de la velocidad y a los efectos de una mejor recuperación de la energía.

Al principio, la tensión para la tracción era de uno 500 a 600 V. Más tarde, debido a extensiones cada vez mayores de líneas de tranvía y ferroviarias que debían ser alimentadas desde las usinas generadoras o subestaciones, la tensión en el troley se elevó a 3.000 V. Pero con el crecimiento de las potencias necesarias y la generalización del sistema de tracción eléctrica para los ferrocarriles, se han visto en la necesidad de aumentar más aún la tensión en el troley, para no verse en la necesidad de aumentar el número de subestaciones y de los centros de alimentación.

Habiendo comprobado las condiciones insuperables para la tracción de los motores en serie de corriente continua y habiendo creado en el motor monofásico en serie una máquina de características idénticas, en muchos países adoptaron el sistema de alimentación monofásica, que a la ventaja de una fácil transformabilidad de la corriente unía la conveniencia de poder usar solo un hilo de troley, como en corriente contínua, aprovechando los rieles como conductores de retorno.

Con corriente trifásica hubiera sido necesario usar 2 hilos de troley sobre cada vía, lo que traía complicaciones en los cruces y cambios de vía.

Con la corriente monofásica se usan normalmente tensiones de 15.000 a 20.000 V y la frecuencia de 16 1/3 Hz, cuando el sistema principal tiene 50 Hz, y 20 Hz, cuando el sistema principal tiene 60 Hz.

La adopción de una baja frecuencia tiene por base las siguientes razones:

Para limitar el valor del factor de potencia, es necesario que la relación entre el entrehierro y el paso polar no exceda un cierto valor determinado. De otra parte hay un límite inferior del entrehierro, necesario del punto de vista de realización mecánica, lo que obliga a los constructores a adoptar grandes pasos polares. Si se deseara conservar la frecuencia elevada y al mismo tiempo un gran número de polos, se llegaría a unas dimensiones tan grandes del motor eléctrico que estos sobrepasarían los límites que permiten las trochas normales de los ferrocarriles. Eso obliga a adoptar una frecuencia baja, para poder mantener un factor de potencia adecuado.

Haciendo una comparación entre los diversos sistemas de tracción para ferrocarriles, se puede establecer lo que sigue:

1.—*Sistema de corriente contínua.*

La tensión máxima adoptada para los motores es normalmente de 1.500 V, por haber comprobado una conmutación admisible con esta tensión. Conectando dos motores en serie se puede alimentar el troley con 3.000 V.

Las ventajas de este sistema son las siguientes:

a) Se requiere sólo un hilo de contacto.
b) El motor en serie funciona, como hemos visto, a potencia constante.
c) La regulación de la velocidad puede hacerse fácilmente dentro de amplios límites.
d) El motor en serie es superior al motor monofásico a colector, en cuanto al rendimiento y capacidad de sobrecarga.
e) Las perturbaciones en las líneas cercanas de corriente débil no son muy pronunciadas.
f) Es posible obtener la recuperación de la energía, aún cuando la velocidad baja hasta el 25 % de la velocidad normal.
g) La corriente contínua puede ser obtenida desde cualquier red primaria.

Los inconvenientes:

a) El inconveniente principal consiste en la necesidad de instalar subusinas convertidoras muy costosas y de rendimiento mediocre, especialmente en los períodos de cargas reducidas.
b) La regulación de la velocidad es menos favorable que con motores monofásicos alimentados con transformadores a tomas múltiples.
c) Debido al bajo voltaje de alimentación de los motores, la intensidad de corriente es tan grande que las secciones del troley resultarían demasiado grandes, por lo que recurren a la instalación del tercer riel como conductor de contacto.

   Este sistema se ha generalizado para el servicio suburbano. donde sobre distancias relativamente cortas se desarrolla un tráfico intenso.

2.—*Sistema trifásico.*

Lo más cómodo hubiera sido poder usar esta corriente directamente para la tracción, por la facilidad que representa el transportar la energía a largas distancias, alimentando grandes extensiones de vía desde una misma usina eléctrica, y por estar disponible esta clase de corriente en todas partes, sin necesitar instalaciones complicadas para adaptarla a la tracción.

Esta corriente permite, además, realizar una locomotora eléctrica de características favorables para la explotación, por ser sencilla y al mismo tiempo barata. La ausencia del colector y el menor peso del motor trifásico representan otras ventajas de la tracción a corriente trifásica.

El inconveniente principal consiste, como ya lo hemos dicho, en la necesidad de usar un troley doble, lo que complica enormemente la instalación, especialmente en las estaciones. Estando limitada la distancia que se puede mantener entre los dos troleys, se limita al mismo tiempo la tensión de servicio que normalmente no excede de 3.000 V, perdiéndose así la ventaja del uso de altas tensiones.

Los motores asincrónicos que deben usarse en las locomotoras son demasiados rígidos y no permiten una regulación fácil de la velocidad.

Finalmente al usar la corriente trifásica para la tracción se producen perturbaciones en las líneas aéreas de teléfono, telégrafo y de señalización, lo que hace necesario la cablificación de todas las líneas de corriente débil.

3.—*Sistema monofásico.*

Las ventajas de este sistema se dejan resumir como sigue:

a) El motor monofásico moderno a colector representa una máquina segura y flexible.

b) La alimentación puede ser efectuada por medio de un solo conductor. Con una tensión de 20.000 V en el troley se puede distanciar apreciablemente las sub-usinas de transformación y los puntos de alimentación sin incurrir en la necesidad de aumentar demasiado la sección del troley.

c) Instalando en la locomotora un transformador reductor con tomas múltiples, a diferentes voltajes, se puede obtener una regulación contínua de la velocidad, sin pérdidas reostáticas, como sucede en otros motores, especialmente en los de corriente contínua.

d) Teniendo el motor monofásico las características de los motores en serie de corriente contínua, mantiene una potencia constante durante la marcha y, sin intervención de la regulación, el par motor varía en sentido inverso a la velocidad.

Los inconvenientes de este sistema son los siguientes:

a) Al igual que con la corriente alterna trifásica, la corriente monofásica produce perturbaciones en las líneas de corriente débil y hace necesario una cablificación de estas líneas.

b) Los generadores de corriente a baja frecuencia son algo más pesados y de un rendimiento algo más reducido que los grupos electrógenos de la frecuencia normal de 50 o 60 Hz.

c) El problema de frenaje y de la recuperación de energía requiere aún ciertos perfeccionamientos.

No obstante, se puede considerar el sistema monofásico como el que mejor se presta para la electrificación de líneas de ferrocarriles interurbanos de larga distancia.

4.—*Sistema monotrifásico.*

Con el objeto de evitar la necesidad de instalar los convertidores de frecuencia, se ha ideado un sistema que combina la utilización de la corriente monofásica a frecuencia normal de 50 o 60 Hz. para la alimentación de las locomotoras, transformando en la locomotora la corriente monofásica en otra trifásica que sirva para la alimentación de los motores de tracción.

El más conocido es el sistema Kandó utilizado en los ferrocarriles húngaros, donde la alimentación se hace a 16.000 V, 50 Hz, corriente monofásica. Esta corriente se conduce a una máquina giratoria, instalada sobre la locomotora y que tiene por objeto transformar la energía monofásica de alta tensión en energía polifásica de una tensión cuya amplitud está determinada por la carga momentánea.

Comportándose el convertidor de fases, como un generador sincrónico, el mismo puede suministrar la potencia reactiva de los motores, de modo que estos pueden ser construídos con entrehierros relativamente elevados, lo que permite prever para los motores de tracción velocidades reducidas, no obstante utilizar la frecuencia de 50 Hz.

Este sistema tiene el inconveniente de poseer un rendimiento reducido, a causa del convertidor de fases, y, además, representa la desventaja de la dificultad de regulación de la velocidad de motores trifásicos.

Actualmente se da preferencia al uso de la corriente monofásica para el servicio interurbano de los ferrocarriles. Al tener que pronunciarse la comisión técnica nombrada por el M. O. P. en Francia sobre el sistema de corriente para la electrificación de los ferrocarriles franceses, ésta optó por la corriente contínua, debido, principalmente, al temor de perturbaciones en las líneas telegráficas y telefónicas que ocasionan las corrientes alternas. Estos temores han sido algo exagerados y es probable que en la actualidad la elección hubiere sido otra.

La corriente trifásica ha sido adoptada solamente en Italia.

En EE. UU., Canadá, Alemania, Suiza, Austria y Suecia hacen amplio uso de la corriente alterna monofásica.

En Hungría usan la corriente monotrifásica.

En general, del punto de vista de la seguridad del servicio, todos los sistemas dieron buen resultado, pero juzgando por las características anotadas de cada sistema y por los resultados de explotación se tiene la impresión que, a la larga, se impondrá la corriente contínua para el servicio urbano y suburbano y la corriente monofásica de alta tensión para el servicio de tracción interurbano.

CAPITULO III

VENTAJAS DE LA TRACCION ELECTRICA

I) *Economía térmica.*

Según recientes datos de Charles Kerr el consumo de energía de las modernas locomotoras, destinadas al servicio de trenes rápidos, puede ser representado por las curvas de la Figura N.o 2.

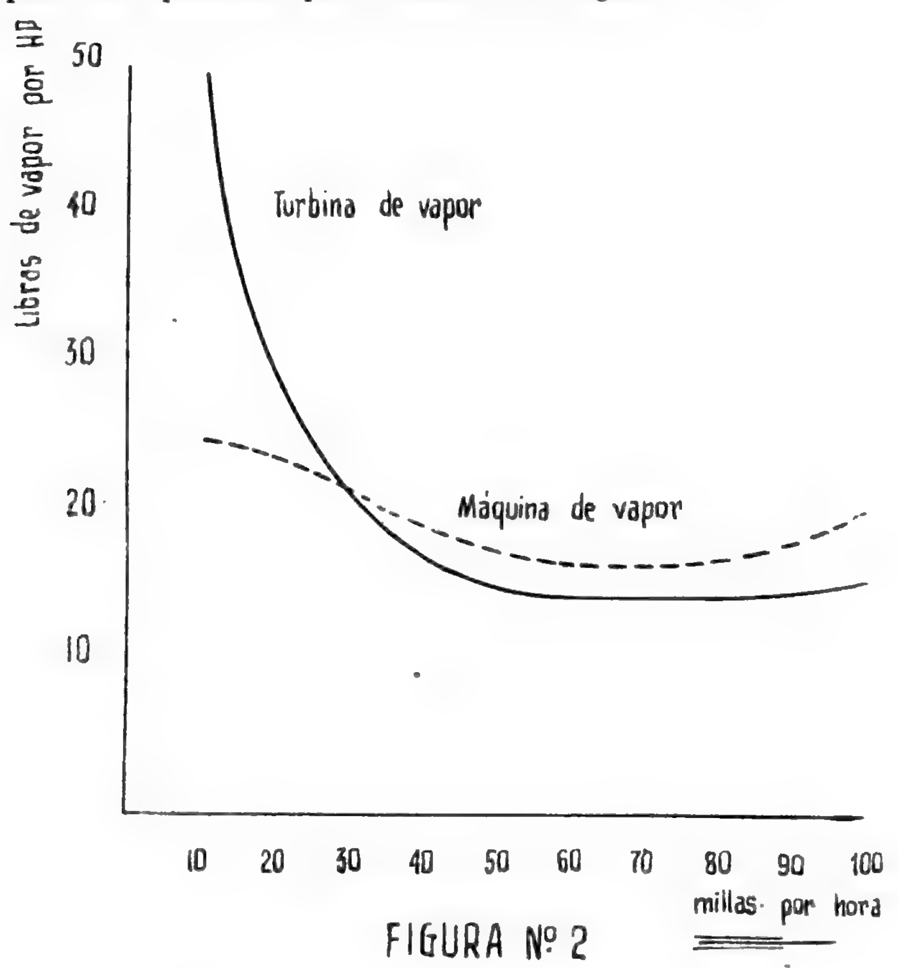


FIGURA Nº 2

Consumo de vapor por HP
en una locomotora a turbina de vapor y
a máquina a émbolo.

Observamos que una locomotora accionada por una turbina de vapor consume, en las mejores condiciones de marcha, 15 libras o 6,82 kilogramos de vapor por HPh., mientras que el mejor consumo de una locomotora con máquina a émbolo asciende a 17 libras o 7,72 kg. de vapor por HPh.

Calculando con un rendimiento de la caldera de 0,70 se puede evaporar 8,7 kg. de vapor con 1 kg. de carbón de 7.500 calorías. Se necesitarán, por consiguiente 785 kg. de carbón o 5.900 calorías para producir 1 HPh. en la locomotora a turbina y 888 grs. de carbón o 6.650 calorías para generar 1 HPh. en una locomotora moderna a máquina de vapor.

1 HPh. representa una cantidad de energía de 736 Watth. En un estudio sobre la planificación general para la utilización de combustibles en nuestro país (1) hemos determinado que en la República Argentina se consumen, en tiempos normales, en término medio, 3.860 calorías para producir la cantidad de 1 kWh de energía eléctrica. Calculando con una pérdida de 10 % para el transporte de la energía desde la central hasta la locomtora, se necesitaría gastar en la usina:

$$\frac{0{,}736 \times 3.860}{0.90} = 3.160 \text{ calorías}$$

para producir 1 HPh entregado en el toma-corriente de la locomotora eléctrica.

Este consumo representa una economía de combustible de 46,5 % en comparación con la locomotora a turbina y de 52,5 % en relación a la locomotora a émbolo.

Resultados prácticos de la explotación han comprobado que con la tracción eléctrica se ha podido realmente obtener una economía térmica de un 66 %, en comparación con la tracción a vapor, lo que es fácilmente explicable si se considera que el rendimiento de las locomotoras que se encuentran en servicio es bastante más bajo que el de las locomotoras más modernas que hemos tenido en cuenta en lo que antecede.

Según fué mencionado durante la Conferencia Mundial de la Energía, en Viena, en 1938, se calculaba que se podría economizar el 75 % del carbón utilizado, si todas las líneas ferroviarias interurbanas fueran electrificadas, aprovisionándolas por medio de la energía proveniente de centrales térmicas.

La cantidad total de combustibles utilizados en los ferrocarriles argentinos se elevó en 1942 a un equivalente de petróleo de 1.985.000 t. y representaba alrededor del 18 % del combustible total consumido en el país.

En 1955 la cantidad de combustible que los ferrocarriles argentinos necesitarán probablemente se elevará 2.975.000 t. en equivalente de petróleo y si para aquella época hubiera sido posible electrificar el 25 %

---

(1) Ver Planificación General para el aprovisionamiento de combustibles y energías en la República Argentina en los próximos diez años, del autor.

del tráfico, se podría realizar una economía mínima de unas 500.000 toneladas de equivalente de petróleo, calculada en base a una economía general de 66 %, si la corriente de tracción hubiera sido suministrada desde usinas térmicas. La economía de combustible resultaría, evidentemente, mucho más importante si la energía eléctrica proviniese de una usina hidráulica.

II) *Otras ventajas.*

Entre otras ventajas de la electrificación cabe destacar las que siguen:

1) La desaparición de las molestias del *humo,* lo que significa un viaje más agradable e higiénico. Estas ventajas son especialmente apreciadas por el personal de tracción, por la ausencia de la caldera.

2) Arranque y aceleración rápida, lo que permite aumentar notablemente la velocidad media del transporte, especialmente cuando se trata de frecuentes paradas.

3) La locomotora eléctrica está siempre lista para entrar en servicio. En la locomotora de vapor hay que limpiar el hogar, elevar la presión, cargar agua y combustible.

4) La locomotora eléctrica puede trabajar 20 horas diarias, sin inconvenientes y en un año puede estar en servicio durante un período de tiempo dos veces mayor que la locomotora de vapor. En el ferrocarril North-Eastern 5 locomotoras eléctricas reemplazan 13 locomotoras de vapor y en EE.UU. se considera que una locomotora eléctrica puede fácilmente rendir el trabajo de 3 y a veces de cuatro locomotoras de vapor.

5) Una locomotora eléctrica hace fácilmente un recorrido anual de 250.000 hasta 400.000 km., mientras que la de vapor llega a unos 50.000 a 100.000 km. por año.

6) La tracción eléctrica permite una gran elasticidad de explotación.

7) Mayor recorrido de la locomotora eléctrica antes de necesitar una revisión.

8) Siendo el manejo de la locomotora eléctrica mucho más sencillo, el maquinista puede concentrar toda su atención sobre la vía.

9) Facilidad de bloqueo eléctrico automático.

10) Posibilidad de usar la corriente proveniente de usinas hidroeléctricas y de usinas generadoras térmicas, alimentadas con combustible de inferior calidad, no apto para las locomotoras de vapor.

11) Independencia entre la velocidad del tren y de las máquinas de tracción.

12) Facilidad para el alumbrado, calefacción y frenaje.

13) En algunos casos, facilidad para la recuperación de energía.

14) La locomotora eléctrica no gasta energía durante las paradas.

15) La mayor aceleración, la posibilidad de ir en ambas direcciones y la facilidad de maniobras con la locomotora eléctrica aumenta notablemente la capacidad de las estaciones ferroviarias. Es así como ha sido

posible practicar con tracción eléctrica un despacho de 600 trenes diarios en las estaciones terminales de Filadelfia (Pens.), donde antes se podían despachar sólo 160 trenes de vapor.

16) La locomotora eléctrica puede ser aplicada al material rodante existente sin inconvenientes.

17) En locomotoras eléctricas se puede instalar motores con una potencia muy superior a la de las locomotoras de vapor, limitado por la capacidad de sus calderas.

18) Los gastos de manutención de las locomotoras eléctricas representan sólo el 70 % de los gastos para la tracción de vapor.

19) Mejor aprovechamiento del personal de tracción, con una economía hasta de 25 %.

20) Marcha más regular y agradable, por desaparecer el movimiento de vaivén de la máquina de vapor.

21) Aumento de tráfico sobre líneas sobrecargadas con tracción a vapor.

22) Peso muerto de la locomotora más reducido.

23) Disminución del desgaste de la vía, por carecer la locomotora eléctrica de masas desequilibradas en movimiento.

Los inconvenientes de la tracción eléctrica consisten principalmente en el alto costo de las instalaciones necesarias y en la estrecha dependencia que existe entre la capacidad de la locomotora y la usina generatriz, ligados entre ellos por medio de la línea de transporte, de las subestaciones y el troley.

El problema principal queda concentrado en la importancia de las inversiones y, al no mediar razones de interés nacional, como podría ser la utilización de fuentes hidráulicas de energía, es la conveniencia económica la que tiene el carácter decisivo en el asunto.

Normalmente se trata de la electrificación de ferrocarriles existentes que funcionan con tracción a vapor, de manera que la ventaja del nuevo sistema de tracción tiene que resultar de la economía que podría ser realizada al reemplazar las locomotoras de vapor por otras eléctricas.

Para formarnos una idea de los capitales requeridos damos a continuación algunas cifras sobre el particular.

Según detalles que datan del año 1939, la electrificación de 100 km. de vías en Italia, incluso las locomotoras eléctricas costó 1.200.000.000 de liras, equivalentes en aquella época a 275.000.000 de pesos m/n.

Según el informe de la Comisión que bajo la presidencia de Lord Weir estudió la posibilidad de electrificación de los ferrocarriles ingleses, las inversiones previstas se componían como sigue:

	£ $\times$ 10^6	m$n $\times$ 10^6 — con £ = 15 m$n
Adaptación de la vía	160	2.400
Material de tracción	140	2.100
Intereses intercalarios ...	30	450
	330	4.950

Se deduce el valor de las locomotoras de vapor que quedan disponibles, cuyo total se estimaba en £ 47.000.000/-/- y otro material utilizable con un total de £ 65.000.000/-/-, las nuevas inversiones ascenderán a £ 265.000.000/-/- o 4.000 millones de pesos m/n.

Al comparar los gastos de explotación para los dos sistemas de tracción han obtenido los siguientes resultados:

	Tracción		*Diferencia*
	a vapor 10^6 £	*eléctr.* 10^6 £	10^6 £
Sueldos y salarios del personal de locomotoras	21,50	11,00	10,50
Manutención de locomotoras	11,00	4,75	6,25
Costo del combustible o de la energía eléctrica	12,75	11,50	1,25
Economía de corriente para fines auxiliares	—	—	0,85
Agua	0,90	—	0,90
Economías varias	—	—	2,9
Economía total por año			22,65

Relacionada con las inversiones totales esta economía representa el 6,8 %.

CAPITULO IV

TRACCION A AUTOMOTORES DIESEL-ELECTRICOS VERSUS TRACCION ELECTRICA

En los últimos años se está generalizando el uso de automotores Diesel-eléctricos en casi todos los ferrocarriles del mundo.

Estos automotores tienen por objeto aumentar la rapidez y la frecuencia del tráfico de pasajeros sobre las líneas principales. Los trenes formados con estas unidades se componen por dos o tres coches y desarrollan velocidades que sobrepasan los límites alcanzados hasta ahora sobre las mismas líneas con trenes a tracción a vapor.

Las razones que han inducido a hacer uso del complicado sistema de la generación de energía por medio del motor Diesel que acciona un generador eléctrico, el que a su vez, suministra la corriente a los motores a tracción, residen en las siguientes consideraciones:

1) Se deseaba aprovechar las ventajas de un motor primario económico el que, como el motor Diesel, acusa un rendimiento térmico de 30 a 32 % contra 3 a 7 % de la máquina de vapor a escape libre.

2) Se buscaba poder aplicar la fuerza motriz al mayor número de ejes, lo que se conseguía fácilmente por medio de motores eléctricos.

3) Aprovechando las ventajas conocidas de la corriente eléctrica, se lograba una fácil regulación de la velocidad y una gran flexibilidad del tráfico.

Dado que los trenes automotores Diesel-eléctricos ofrecían la ventaja de un alto rendimiento térmico, unido a los beneficios que ofrecía el uso de la tracción eléctrica, no se dejaba nunca de contemplar la posibilidad de introducir este sistema de tracción cada vez que se examinaba el problema de un cambio de la tracción a vapor a tracción eléctrica.

Consideramos, por consiguiente, de interés analizar también este sistema de tracción en comparación con el puramente eléctrico o sea cuando la corriente se suministra desde una usina fija.

Debemos hacer presente, en primer término, que para los motores Diesel se usa normalmente el «Diesel fuel-oil», combustible que tenía antes de la guerra (año 1937) un precio de unos m$n 70,— por tonelada. En la misma época el precio del «fuel-oil» ascendía a unos m$n 40,— y el del carbón destinado a ser usado en las grandes usinas eléctricas, abastecidas directamente por medio de buques de ultramar, se elevaba a unos m$n 22,— por tonelada.

Tomando por base el poder calorífico de los primeros dos combustibles con 10.500 calorías y del carbón con 7.500 calorías, el precio por 10.000 calorías resultaba ser de:

6,67 cts. m/n. para el Diesel oil
3,80 cts. m/n para el fuel oil
2,93 cts. m/n para el carbón

Comprobamos, pues, que, a rendimientos térmicos iguales, los motores a explosión que usan el Diesel oil están aventajados por las usinas fijas que emplean carbón, en relación a 2,27 : 1.

Algunos constructores de motores Diesel, los adaptan para usar una mezcla de «Diesel oil» y «fuel oil» o «fuel oil» solo. Aun en este último caso las usinas a carbón, con los precios que regían en 1937, aventajaban a los motores Diesel en relación a 1,30 : 1, en cuanto al precio del combustible se refiere.

En realidad el asunto no se presenta en forma tan sencilla y para poder formarnos una idea sobre el aspecto general que ofrece el empleo de autotomotores Diesel-eléctricos en la tracción, trataremos de hacer un análisis más detallado del problema.

Cuando se desea determinar la potencia de la máquina motriz destinada a ser integrada en el tráfico de una determinada línea, se procede normalmente del siguiente modo:

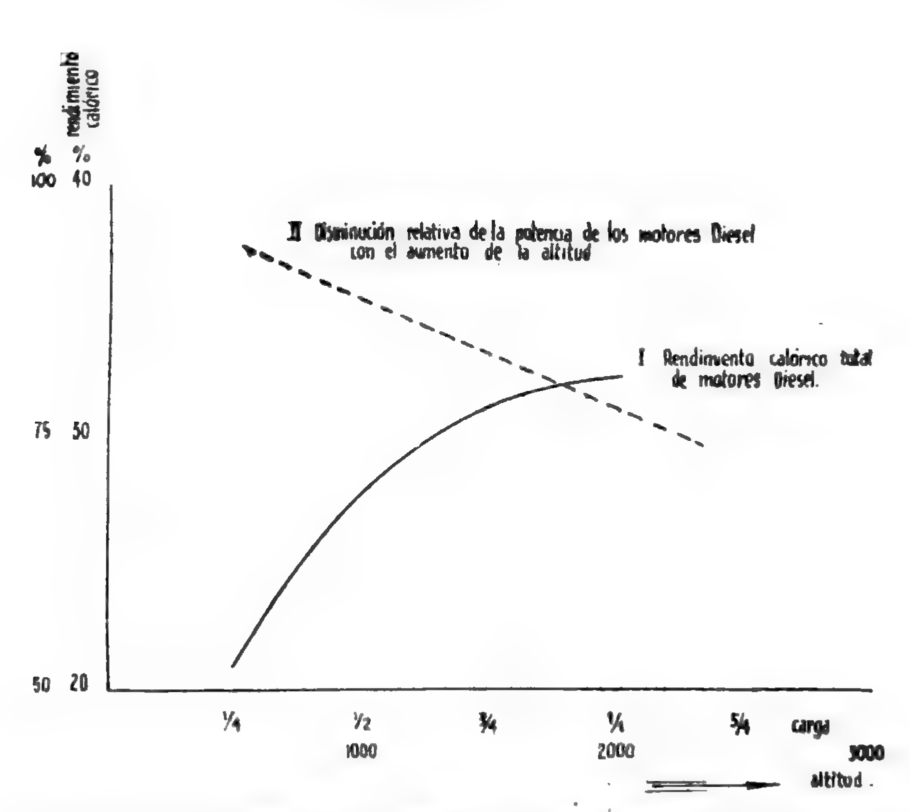
Se conocen el plano y el perfil longitidunal de la línea, la velocidad

máxima y comercial que se desea obtener, el peso de los coches, número de pasajeros y la carga a transportar.

En base a estos datos se puede determinar para cada punto de la trayectoria la potencia requerida en los ejes motrices del tren, teniendo bien en cuenta las pendientes, las curvas, la resistencia de la vía y la aceleración que se desea obtener en el arranque.

Normalmente y, especialmente, cuando se trata de una vía accidentada, la potencia requerida por el tren durante el viaje es muy variable

FIGURA Nº 5



y acusa picos de carga que se producen, generalmente, en el momento de arranque.

Ahora bien, cuando se trata de un motor Diesel que debe suministrar la fuerza motriz, necesaria para la tracción, la potencia del mismo debe ser casi igual a la potencia máxima requerida durante el trayecto. Siendo la capacidad de sobrecarga de un motor Diesel muy limitada e igual aproximadamente al 10 % de su potencia normal, dicho motor tiene que ser dimensionado de manera de poseer una potencia normal

por lo menos igual a $\frac{90}{100}$ de la potencia máxima requerida durante el recorrido total de la línea.

Si nos hacemos presente que el rendimiento de un motor Diesel disminuye en forma muy pronunciada con la reducción de la carga, como lo demuestra la figura 3, curva I, que traduce gráficamente el rendimiento calórico en relación a la carga para motores de la mejor ejecución, nos damos cuenta cuán perjudicial resulta para el conjunto motor-generador tener que trabajar en una gran parte del trayecto con un motor cargado parcialmente, ya que al disminuir la carga a 3/4 de la potencia normal, el rendimiento se reduce en un 6 %; con ½ de carga la reducción llega a 17 %, etc.

En cuanto al motor eléctrico, sabemos que representa una máquina motriz que puede fácilmente ser sobrecargada durante un cierto tiempo, estando limitada su capacidad de sobrecarga principalmente por la temperatura de calentamiento que puede admitirse sin exponer el arrollamiento al riesgo de deterioro prematuro, dependiendo, a su vez, el máximum de temperatura del motor de la calidad de aislamiento del bobinaje.

Como se trata de un régimen variable de la marcha, salvo los casos de líneas largas y rectas, sin curvas ni pendientes, el esfuerzo que se exige del motor es también variable, razón esta que ha inducido a indicar para los motores eléctricos de tracción dos valores que caracterizan su capacidad.

1) Su potencia unihoraria.
2) Su potencia permanente.

La relación entre el primero y segundo valor en un motor eléctrico puede alcanzar, en algunos casos, a 2: 1.

Si se aceptara la tracción a motor Diesel, su potencia tendría que ser igual al primer valor, lo que significaría de tener que dotar la locomotora o el coche motor de una potencia instalada mayor que en caso de ser abastecidos los motores eléctricos de tracción desde una usina fija.

Es necesario tener en cuenta, además, que la potencia de un motor Diesel disminuye apreciablemente con el aumento de la altitud y de la temperatura ambiente, siendo válidos los valores normales indicados por las fábricas para un motor Diesel que trabaja al nivel del mar (760 mm de presión) y una temperatura ambiente normal de 15° C. La pérdida de la potencia es de más del 1 % por cada m de aumento de la altitud, como lo demuestra la línea II de la figura 3; igual disminución de la potencia se produce por cada 3° C de aumento de la temperatura ambiente.

Queda aún otro aspecto del asunto y es el que se refiere a la potencia y energía total necesaria.

Supongamos tener que efectuar sobre cierto trayecto de un ferrocarril un determinado tráfico de pasajeros por medio de «n» coches motores.

Designando con:

P_c la potencia nominal de los motores eléctricos de tracción por coche, en kW, obtenemos la potencia total absorbida *en plena carga*, en el caso de la tracción Diesel-eléctrica de:

$$n \, P_c$$

y designado con «η_c» el rendimiento entre los motores primarios (Diesel) y los de tracción, en el caso de la tracción Diesel-eléctrica, la potencia total nominal de los motores primarios debe ser igual a:

$$\frac{1}{\eta_c} n P_c \qquad 1)$$

Si, en lugar de accionamiento individual por medio de motores Diesel, los coches motores se impulsaran con la corriente eléctrica proveniente de una central fija y si prescindiéramos por el momento del rendimiento de la transmisión de la potencia desde la usina a los motores eléctricos de tracción, necesitaríamos en la usina una potencia «P_u» que será menor que la suma de las potencias de todos los motores.

$$P_u < n \, P_c \qquad 2)$$

por cuanto la central tendrá que hacer frente en cada momento a la carga instantánea del conjunto de los coches motores que se encuentran en la vía, cuyo régimen de trabajo no es igual y cuyas cargas máximas no se producen al mismo tiempo.

En realidad, el valor de la potencia máxima de la central «$P_{u \, max.}$» aumenta a consecuencia de las pérdidas que se verifican entre la usina y los coches en movimiento y que se traduce por el rendimiento «η_c» entre estos dos puntos.

Aunque «η_u» fuera mayor que «η_c», la diferencia es relativamente pequeña en relación a la desigualdad 2), de modo que podemos admitir:

$$\frac{1}{\eta_u} P_u = P_{u \, max.} < \frac{1}{\eta_c} n \, P_c \qquad 3)$$

Si introducimos el concepto del *factor de diversidad «f»* que representa la relación entre la suma de las cargas máximas individuales de todos los coches motores que se encuentran en la vía y la carga máxima total de la usina,

$$f = \frac{\Sigma \, P_{c \, max.}}{P_{u \, max.}}$$

y si admitiéramos la equivalencia entre la carga máxima y la potencia nominal de los coches, obtenemos la aproximación:

$$P_{u \, max.} = \sim \frac{1}{f} \frac{n \, P_c}{\eta_c}$$

Siendo que $f \geqslant 1$ y que el factor de diversidad tiene probabilidad de aumentar con el acrecentamiento del número de coches motores en movimiento, para atender el mismo tráfico con usinas fijas, se necesitaría una potencia instalada inferior a la requerida con coches Diesel-eléctricos y tanto menor cuanto mayor es el número de coches en ser-

vicio. Aprovisionados desde usinas eléctricas existentes, el capital invertido en máquinas primarias de generación de energía ha de resultar menor, con la consiguiente ventaja para el costo de la corriente de tracción.

Si designados con «E» la energía consumida anualmente por los motores eléctricos de tracción, medida en los bornes de dichos motores, en kwh y con «h_c» la utilización anual de la potencia nominal de los motores eléctricos de tracción de cada coche, en horas, cualquiera que fuera la fuente de la energía eléctrica, el consumo de la energía por los motores de tracción, para el mismo tráfico, será siempre el mismo de:

$$E = n\,P_c\,h_c$$

Si el tráfico se hiciera con coches Diesel eléctricos, la energía que tendrían que suministrar los motores Diesel sería:

$$E_D = \frac{1}{\eta_c} n\,P_c\,h_c$$

utilizando «n» motores Diesel con «n» grupos de motores eléctricos de tracción instalados sobre los «n» coches con una potencia de $\frac{1}{\eta_c} P_c$ kW por cada coche. Sometidos a un régimen variable, los motores Diesel estarían lejos de trabajar con óptimo rendimiento, especialmente si en el trayecto tienen que vencer apreciables diferencias de nivel.

Admitiendo la igualdad de pérdidas hasta los motores de tracción para ambos sistemas podemos admitir que:

$$E_D = E_u = P_{u\,max.} \cdot h_{u\,max.}$$

Siendo $P_{u\,max.} < \frac{1}{\eta_c} n\;P_c$ y $h_{u\,max.} > h_c$ y tratándose de una usina que puede ser dotada de todos los perfeccionamientos modernos para aumentar su rendimiento, es probable que para determinadas líneas con tráfico intenso la producción de la energía eléctrica necesaria para la tracción podrá realizarse más económicamente por medio de una central fija que por medio del gran número de centrales individuales, instaladas en los coches motores, cuya duración de servicio es forzosamente muy inferior a la de usinas fijas y su trabajo, por consiguiente, menos económico.

Al hacer un estudio electroeconómico comparativo se deberán tomar en cuenta todos los factores que intervienen en el problema, como se presentan al hacer tal estudio para la tracción a vapor y la tracción eléctrica.

No obstante las ventajas que ofrece la alimentación de los coches motores, provistos de motores eléctricos de tracción, desde una central fija, resulta normalmente que, para un tráfico reducido de coches, la tracción Diesel-eléctrica es más económica que la tracción puramente eléctrica. Esto se debe al alto costo de las instalaciones ne-

cesarias para la electrificación, como ser: las subestaciones, líneas de troley, cablificación de los conductores de la corriente débil, en caso de usar corriente alterna para la tracción, etc.

En todos los casos se obtiene un número crítico de coches motores «n» para los que empieza a ser ventajosa la alimentación desde una central fija.

CAPITULO V

RENTABILIDAD COMPARATIVA DE LA TRACCION ELECTRICA

Según la estadística de los ferrocarriles argentinos en explotación, se consumieron en los últimos años alrededor de 300 calorías por tonelada-kilómetro transportada, incluído el peso de las locomotoras.

Si contáramos sólo el peso útil y el peso muerto, pero sin locomotoras, el consumo por t-km resultaría de 375.

De las mismas estadísticas extraemos indirectamente que el Ferrocarril Oeste ha consumido para el servicio eléctrico 44,5 Watthoras por t-km, calculando con un transporte de 5,2 pasajeros por eje, que es el término medio del ferrocarril para el total de los pasajeros transportados y 41,2 Watthoras, calculando que los trenes eléctricos están utilizados en el 80 % de su capacidad.

Para el F.C.C.A. las cifras que se refieren al mismo servicio son 47,7 y 43,5 Watthoras respectivamente.

Sabemos que para producir 1 kwh se gastan en la República Argentina 3.900 calorías en las usinas eléctricas generadoras de electricidad. Admitiendo un rendimiento del 90 % hasta el punto de medición de la corriente, obtenemos un consumo de 4.330 calorías por kwh consumido en el punto de entrega de la energía eléctrica al ferrocarril.

Obtenemos, pues, los siguientes consumos en calorías para el servicio eléctrico:

F. C. Oeste	192	calorías con 5,2 pasajeros por eje.
	183	» » 80 % de capacidad utilizable.
F. C. C. A.	206	» » 5,2 pasajeros por eje.
	188	» » 80 % de capacidad utilizable.

En comparación con el promedio de consumo de calorías verificado para la República Argentina, comprobamos una diferencia en favor del servicio eléctrico de unas 180 a 190 calorías por t-km, lo que representa alrededor del 50 % de las calorías consumidas con el servicio a vapor.

Sin embargo, el haber comprobado una diferencia tan importante no es suficiente para justificar la conveniencia de la electrificación general de los ferrocarriles del país, pues deben ser tomados en consideración muchos otros factores.

A nuestro entender, debemos tener en cuenta, en primer término, razones de economía general que puede resultar, pues, estas razones están íntimamente ligadas con la existencia misma de la empresa.

Según Parodi, las líneas ferroviarias pueden ser subdivididas en tres categorías, en relación al resultado económico de las mismas:

1ª Las líneas, para las que los gastos de explotación son superiores a las entradas.

2ª Las líneas, para las que los gastos de explotación más el servicio del capital invertido son superiores a las entradas.

3ª Las líneas, para las que los gastos de explotación más el servicio del capital invertido son inferiores a las entradas.

Es evidente que la rentabilidad de una empresa ferroviaria es asegurada únicamente por el resultado de explotación de las líneas de la tercera categoría. Parece también que una electrificación viene en consideración principal o exclusivamente para esta categoría de líneas. Las demás líneas pueden ser incluídas paulatinamente solo en la medida en que la electrificación permita disminuír los gastos de explotación dentro del plan general de electrificación.

Un criterio característico de la rentabilidad de una línea nos procura *la intensidad del tráfico* que podemos definir como el cociente del tráfico total, expresado en t-km por kilómetro de línea y *el consumo de combustibles* por kilómetro de vía.

En el cuadro Nº 2 hemos indicado estos factores para todos los ferrocarriles de la República.

El tráfico más intenso lo posee el Ferrocarril Buenos Aires al Pacífico con 545.000 t-km de trabajo útil por kilómetro de vía, al que sigue en importancia el F.C.C.A. con 477.000 t-km. El Ferrocarril del Estado acusa 321.000 t-km.

El mismo factor para los ferrocarriles franceses se eleva, en promedio, a 1.140.000 t-km, correspondiendo a la categoría I, 284.000 t-km a la categoría II, 768.000 t-km y a la categoría III 2.300.000 t-km.

En cuanto al consumo de combustibles, es el F.C.C.A. el que ocupa el primer lugar con 86,2 toneladas del equivalente de carbón de 7.500 calorías por kilómetro de vía, al que sigue el Pacífico con 65,3 t. El Ferrocarril del Estado consume 54,5 t p/km.

El término medio de consumo de combustibles de los ferrocarriles franceses es de 212 t-km, correspondiendo a las tres categorías 70, 160 y 400 toneladas respectivamente.

En el año 1935 el consumo anual de energía eléctrica por kilómetro de vía electrificada en Francia se elevaba a 200.000 kwh y para el conjunto de los ferrocarriles suizos era de 215.000 kwh, habiéndose establecido que las líneas electrificadas en Francia consumían 400 toneladas por km de vía antes de ser electrificadas, de modo que todas las líneas de la categoría III parecen ser electrificables.

Según datos contenidos en el cuadro Nº 2, la intensidad del tráfico de nuestros ferrocarriles ni en conjunto ni tomados separadamente en su totalidad justificarían una electrificación total. Sin embargo, no hay duda alguna de que, salvo raras excepciones, existen ciertas líneas en cada uno de nuestros ferrocarriles, cuya electrificación aportaría ventajas económicas para la empresa.

CUADRO Nº 2

Trabajo útil y consumo de combustibles de los ferrocarriles argentinos por kilómetro de vía

Ferrocarriles	*km. de vía*	*Trabajo útil t-km*		*Combustibles equiv. de carbón*	
		Total (10^6)	*p/km.* (10^3)	10^3 *t. Total*	*t. p/km.*
Santa Fe	2.085,0	701,9	337	67,1	32,1
Comp. General	1.268,2	495,2	391	40,6	32,1
Nordest. Arg.	1.209,3	270,5	224	50,3	41,5
Entre Ríos	1.044,3	409,2	392	67,3	59,5
Centr. Bs. As.	378,6	90,7	239	19,2	50,8
Sud y B. B. y N. O.	8.168,4	3.222,7	395	510,0	62,5
Oeste	3.098,9	981,6	317	155,5	50,3
Central Arg.	5.993,7	2.859,2	477	516,5	86,2
Pacífico	4.525,0	2.464,1	545	295,5	65,3
Rosario Pto. Belgrano .	826,4	124,7	151	17,0	20,6
TOTAL FF.CC. PARTI.	28.597,7	11.619,8	406	1.739,0	60,8
TOTAL FF.CC. del EST.	12.808,7	4.133,4	321	703,0	54,5
TOTAL GENERAL	41.406,4	15.753,2	382	2.442,0	59,0
FRANCIA	38.922	44.460	1.140		70 160 400

Para poder determinar en cada caso si conviene electrificar una determinada línea, se hace necesario la elaboración de un cálculo de rentabilidad comparativo.

El cálculo se haría normalmente en base al tráfico existente. Los elementos que deben ser tomados en cuenta son los siguientes:

L = Largo de línea ferroviaria a estudiar, en km.

T = Tráfico actual total efectuado sobre la línea, expresado en toneladas-kilómetro. t-km, brutas transportadas, compuesto de peso útil más peso muerto de los vehículos.

T_v = t-km efectuadas por las locomotoras a vapor.

T_e = t-km efectuadas por las locomotoras eléctricas, las que con toda seguridad serán otras que con tracción a vapor, debido a la mayor potencia de las locomotoras eléctricas que permitirán arrastrar trenes más pesados.

I = Inversiones en m$n, que requiere la electrificación de la línea, como ser:

1) el costo de las líneas de troley, de los contactos eléctricos en las uniones, de la cablificación de las líneas telegráficas y telefónicas y de otras instalaciones en la vía.
2) el costo de las subestaciones.
3) Adaptación de los depósitos para las locomotoras, de las estaciones y talleres y construcciones nuevas, impuestas por la electrificación. No se incluye el costo de la usina eléctrica

de generación de corriente ni el de la línea de transporte, por ser considerados éstos importes al establecer el costo de la corriente suministrada en las subestaciones.

C_e = Costo de las locomotoras eléctricas, en m$n.

p = Servicio del capital invertido para la electrificación, compuesto de intereses y amortización, en m$n.

c_v = Costo del combustible por t-km bruta transportada con tracción a vapor, en m$n.

c_e = Costo de la energía eléctrica, necesaria para transportar una t-km bruta con tracción eléctrica, entregada en las subestaciones, en m$n.

G_{tv} = Gastos anuales de tracción a vapor, con exclusión del costo del combustible, en m$n.

Estos gastos incluyen, consecuentemente, los siguientes items:

1. Material de lubricación.
2. Provisión de agua para las locomotoras.
3. Personal necesario para atender el servicio de las locomotoras a vapor.
4. Gastos de manutención y de reparación de las locomotoras a vapor.

G_{te} = Gastos anuales de tracción eléctrica, con exclusión del costo de la energía eléctrica, en m$n.

Estos gastos comprenden los siguientes items:

1. Material de lubricación.
2. Personal que atiende el servicio de las locomotoras eléctricas.
3. Gastos de manutención y de reparación de las locomotoras eléctricas.
4. Calefacción de los trenes, si se hace con corriente eléctrica, etc.

G_{me} = Gastos anuales de manutención y renovación de las instalaciones fijas de la tracción eléctrica, en m$n, compuestos de:

1. Cuota de renovación de las líneas y demás instalaciones eléctricas de la vía.
2. Manutención y renovación de las subestaciones eléctricas.
3. Personal de servicio en las subestaciones.
4. Manutención y renovación de los talleres, depósitos de locomotoras, etc.

R_e = Cuota anual de renovación de las locomotoras eléctricas, en m$n.

R_v = Cuota anual de renovación de las locomotoras a vapor que requiere el servicio actual, en m$n.

C_v = Valor, en m$n, asignado a las locomotoras que serán reemplazadas por las eléctricas, fijándoles un precio de enajenación o de un costo compatible con su estado de conservación y la posibilidad de su utilización ulterior.

Para que convenga efectuar la electrificación de una determinada línea, es necesario que se verifique la siguiente relación:

El servicio del capital que requiere la electrificación de una determinada línea +

\+ El costo de la corriente eléctrica de tracción, necesaria para el tráfico actual, inclusive la autolocomoción de la locomotora eléctrica +

\+ Gastos anuales que requiere la tracción eléctrica según la definición que antecede +

\+ Gastos anuales de manutención y renovación de las instalaciones fijas de tracción eléctrica +

\+ Gastos de renovación de las locomotoras eléctricas

deben ser menores que:

El servicio del capital que correspondaría al valor asignado a las locomotoras a vapor +

\+ El costo del combustible necesario para el tráfico actual, inclusive la autolocomoción de la locomotora a vapor con su tender +

\+ Gastos anuales que requiere la tracción a vapor, según la definición que antecede +

\+ Cuota anual de renovación de las locomotoras a vapor que requiere el servicio actual.

Traduciendo esta expresión en una fórmula, obtenemos:

$$p(I+C_e)+c_e(T+T_e)+G_{te}+G_{me}+R_e<pC_v+c_v(T+T_v)+G_{tv}+R_v$$

La intensidad crítica «T_{cr}» del tráfico por kilómetro de vía, para el cual la tracción eléctrica empieza a resultar más económica que la tracción a vapor, puede ser expresada con la siguiente ecuación:

$$\frac{T_{cr}}{L}=\frac{pI+pC_e+c_eT_e+G_{te}+G_{me}+R_e}{L\left(C_v+\frac{pC_v+C_vT_v+G_{tv}+R_v}{T}\right)}$$

CONCLUSIONES

Cuando se recorre con una mirada retrospectiva el camino de progreso realizado por la tracción eléctrica, ha de llamar la atención que, no obstante haber comprobado prácticamente, ya en 1901, durante los ensayos de tracción a locomotora y coches motores eléctricos a alta velocidad, sobre la línea ferroviaria Marienfelde-Zossen, la posibilidad de obtener un servicio seguro y de marchar con velocidades hasta 210 km por hora, solo contados países han procedido a la electrificación sistemática y generalizada de sus ferrocarriles.

La parte de los ferrocarriles electrificados en relación a la totalidad de ferrocarriles existentes en el mundo representa tan solo el 2,7 %.

Conceptuamos que la razón principal reside en la magnitud de las inversiones que requiere la introducción del servicio eléctrico en los ferrocarriles y que representa un problema que necesita, a veces, condiciones coyunturales especialmente favorables, para poder poner de

acuerdo a las tres agrupaciones que intervienen en el asunto: las empresas ferroviarias, los fabricantes de material de electrificación y los círculos financieros.

La demora que ha sufrido la electrificación, en gran escala, débese también a la existencia de intereses creados, de toda índole; a los esfuerzos de perfeccionamiento de la locomotora de vapor, tanto en el sentido de aumento de su potencia, como del incremento de la velocidad máxima alcanzable; al progreso realizado en la construcción de coches a tracción Diesel o Diesel-eléctrica, etc. No faltan voces que aducen razones de orden estratégico para combatir la idea de la electrificación de los ferrocarriles, basando su argumentación en el peligro que puede presentar para el país el hacer depender el tráfico ferroviario de un número reducido de usinas fijas.

En cuanto al último argumento, se tiene la impresión que el peligro es en realidad insignificante, sobre todo si se toma en cuenta que el hecho de ser electrificada una línea no implica imposibilitar la tracción térmica, la que podría continuar sin tropiezos, aún estando la vía electrificada.

En lo tocante a otros impedimentos, es indudablemente mucho más fácil realizar un proyecto de poca monta que de introducir reformas radicales que, además de las dificultades técnicas y de reorganización, están acompañadas por problemas financieros de importancia poco usual.

No obstante, las ventajas de la tracción eléctrica para ciertas líneas son tan grandes, tanto en lo referente a su superioridad intrínseca, como en lo tocante a su aptitud de hacer frente a la competencia de otros sistemas de transporte, cuya intensificación ha de producirse a medida que se normalice la producción y se organicen las industrias, que consideramos aconsejable a emprender un estudio profundizado de la aplicación de la tracción eléctrica, antes de recurrir a medidas que a la larga pueden resultar paliativas.

INFORME DEL RELATOR

La determinación de la economía producida por la electrificación de una red ferroviaria, es una labor sumamente compleja.

En su aspecto constructivo habitual, líneas, centrales eléctricas, etc., no hay en general dificultades para conocer su costo y gasto de ejercicio.

Pero, ¿cómo estimar especialmente las ventajas de orden económico?

A este fin tiende el documentado trabajo del ingeniero Sorojovich, quien conceptúa, como lo expresa en la Introducción que «La electrificación de los ferrocarriles puede aportar un beneficio y mejoras positivas en la explotación de los ferrocarriles, muy especialmente con miras a un aprovechamiento más racional de las riquezas energéticas del país».

CAPITULO I

El capítulo I, trata de la evolución histórica de los ferrocarriles eléctricos, desde su iniciación en el año 1895, en los EE. UU., hasta el año 1939.

También por aquella misma época se establecieron en Suiza los primeros ferrocarriles eléctricos, siendo en la actualidad, el país que cuenta con el porcentaje mayor de líneas ferroviarias electrificadas, el 49, 5 %.

CAPITULO II

En el capítulo II, se hace un resumen de los sistemas actuales de tracción eléctrica, definiendo por tales, aquellos que utilizan energía generada en una central eléctrica fija, y se estudian comparativamente, los tres tipos habituales de alimentación de las locomotoras eléctricas, vale decir, por corriente contínua, por corriente alterna monofásica, y por corriente alterna trifásica, cuyas ventajas e inconvenientes son resumidos en todos sus aspectos esenciales, y que creemos conveniente reproducir íntegramente:

1º—*Sistema de corriente continua*

La tensión máxima adoptada para los motores es normalmente de 1.500 V, por haber comprobado una conmutación admisible con esa tensión. Conectando dos motores en serie se puede alimentar el troley con 3.000 V.

Las ventajas de este sistema son las siguientes:

a) Se requiere sólo un hilo de contacto.
b) El motor en serie funciona como hemos visto, a potencia constante.
c) La regulación de la velocidad puede hacerse fácilmente dentro de amplios límites.
d) El motor en serie es superior al motor monofásico a colector, en cuanto al rendimiento y capacidad de sobrecarga.
e) Las perturbaciones de las líneas cercanas de corriente débil no son muy pronunciadas.
f) Es posible obtener la recuperación de la energía, aún cuando la velocidad baja hasta el 25 % de la velocidad normal.
g) La corriente contínua puede ser obtenida desde cualquier red primaria.

Los inconvenientess

a) El inconveniente principal consiste en la necesidad de instalar subusinas convertidoras muy costosas y de rendimiento mediocre, especialmente en los períodos de cargas reducidas.

b) La regulación de la velocidad es menos favorable que con motores monofásicos alimentados con transformadores a tomas múltiples.

c) Debido al bajo voltaje de alimentación de los motores, la intensidad de la corriente es tan grande que las secciones del troley resultarían demasiado grandes, por lo que se recurren a la instalacción del tercer riel como conductor de contacto.

Este sistema se ha generalizado para el servicio suburbano, donde sobre distancias relativamente cortas se desarrolla un tráfico intenso.

2º—*Sistema trifásico*

Lo más cómodo hubiera sido poder usar esta corriente directamente para la tracción, por la facilidad que representa el transportar la energía a largas distancias, alimentando grandes extensiones de vía desde una misma usina eléctrica y por estar disponible esta clase de corriente en todas partes, sin necesitar instalaciones complicadas para adaptarla a la tracción.

Esta corriente permite, además, realizar una locomotora eléctrica de características favorables para la explotación por ser sencilla y al mismo tiempo barata. La ausencia del colector y el menor peso del motor trifásico representan otras ventajas de la tracción a corriente trifásica.

El inconveniente principal consiste, como ya lo hemos dicho, en la necesidad de usar un troley doble, lo que complica enormemente la instalación, especialmente en las estaciones. Estando limitada la distancia que se puede mantener entre dos troleys, se limita al mismo tiempo la tensión de servicio que normalmente no excede de 3.000 V, perdiéndose así la ventaja del uso de altas tensiones.

Los motores asincrónicos que deben usarse en las locomotoras son demasiado rígidos y no permiten una regulación fácil de la velocidad.

Finalmente al usar la corriente trifásica para la tracción se producen perturbaciones en las líneas aéreas de teléfono, telégrafo y de señalización, lo que hace necesario la calificación de todas las líneas de corriente débil.

3º—*Sistema monofásico*

Las ventajas de este sistema se dejan resumir como sigue:

a) El motor monofásico moderno a colector representa una máquina segura y flexible.

b) La alimentación puede ser efectuada por medio de un solo conductor. Con una tensión de 20.000 V, en el troley se puede distanciar apreciablemente las subusinas de transformación y los puntos de alimentación, sin incurrir en la necesidad de aumentar demasiado la sección del troley.

c) Instalando en la locomotora un transformador reductor con tomas múltiples, a diferentes voltajes, se puede obtener una regulación contínua de la velocidad, sin pérdidas reostáticas, como sucede con otros motores, especialmente en los de corrientes contínuas.
d) Teniendo el motor monofásico las características de los motores en serie de corriente contínua, mantiene una potencia constante durante la marcha, y, sin intervención de la regulación, el par motor varía en sentido inverso a la velocidad.

Los inconvenientes de este sistema son los siguientes:

a) Al igual que con la corriente alterna trifásica, la corriente monofásica produce perturbaciones en las líneas de corriente débil y hace necesario una cablificación de estas líneas.
b) Los generadores de corriente a baja frecuencia son algo más pesados y de un rendimiento algo más reducido que los grupos electrógenos de la frecuencia normal de 50 o 60 Hz.
c) El problema de frenaje y de la recuperación de la energía requiere aún ciertos perfeccionamientos.

No obstante se puede considerar el sistema monofásico como el que mejor se presta para la electrificación de líneas de ferrocarriles interurbanos y de larga distancia.

El ingeniero Sorojovich concreta su opinión a este respecto como sigue: «En general, del punto de vista de la seguridad del servicio, todos los sistemas dieron buen resultado, pero juzgando por las características anotadas en cada sistema y por los resultados de la explotación, se tiene la impresión que, a la larga, se impondrá la corriente continua para el servicio urbano y suburbano, y la corriente monofásica de alta tensión para el servicio de tracción interurbano.

CAPITULO III

Presenta en este capítulo un cuadro de las ventajas inherentes a la tracción eléctrica, siendo una de las de mayor entidad, la economía térmica lograda.

Observa que al obtener 1 HPh. en una locomotara moderna a vapor, el rendimiento térmico es del orden del 10 %. En cambio generando la energía en una central fija y transportándola con pérdidas del 10 %, el rendimiento, al llegar a la locomotora eléctrica, es del orden del 20 %. Aún considerando el rendimiento propio de la misma, queda un amplio margen a favor de la tracción eléctrica. La economía térmica, de acuerdo a estas cifras, sería del orden del 45 %; sin embargo, en la práctica, este número alcanza mismo el 66 %, justificado por la utilización de locomotoras a vapor anticuadas, consumo de vapor en las estaciones, etc.

De la enorme importancia que estos resultados pueden significar

para la economía de un país, da idea el cálculo que realiza el autor para los ferrocarriles argentinos. En base a economías térmicas del 66 %, y a los consumos de combustibles probables para el año 1955, resulta que se podría obtener una economía de unas 500.000 toneladas de equivalente de petróleo, si para esa época se hubiera podido electrificar el 25 % del tráfico ferroviario.

Destaca otras ventajas de la tracción eléctrica, las que resumimos como sigue:

1º) Desaparición de las molestias del humo.
2º) Notable aumento de la velocidad media del transporte.
3º) Aptitud inmediata de las locomotoras eléctricas para entrar en servicio.
4º) Utilización anual de las locomotoras eléctricas por lo menos doble de las locomotoras a vapor.
5º) Recorrido anual unas 4 veces mayor que una locomotora a vapor.
6º) Gran elasticidad de explotación.
7º) Mayor recorrido de la locomotora eléctrica antes de necesitar una revisión.
8º) Manejo más sencillo de la locomotora eléctrica, lo que permite al maquinista concentar su atención sobre la vía.
9º) Facilidad de bloqueo eléctrico automático.
10) Posibilidad de usar corriente proveniente de usinas hidroeléctricas y de usinas generadoras térmicas, alimentadas con combustibles de inferior calidad, no apto para las locomotoras a vapor.

Menciona además otras ventajas, relacionadas con el aumento de capacidad de maniobras en las estaciones ferroviarias, disminución de los gastos de manutención de las locomotoras eléctricas, mejor aprovechamiento del personal de tracción y otras.

En cuanto a los inconvenientes de la tracción eléctrica, radican especialmente, de acuerdo a los términos del autor: «en el alto costo de las instalaciones necesarias y de la estrecha dependencia que existe entre la capacidad de la locomotora y la usina generatriz, ligados entre ellos por medio de la línea de transporte, de las subestaciones y el troley.

El problema principal queda concentrado en la importancia de las inversiones y, al no mediar razones de interés nacional, como podría ser la utilización de fuentes hidraúlicas de energía, es la conveniencia económica la que tiene carácter decisivo en el asunto.

Normalmente se trata de la electrificación de los ferrocarriles existentes que funcionan con tracción a vapor, de manera que la ventaja del nuevo sistema de tracción tiene que resultar de la economía que podría ser realizada al reemplazar las locomotoras de vapor por otras eléctricas».

Como ejemplo del costo resultante, menciona y detalla un estudio respecto a la posibilidad de electrificación de los ferrocarriles ingleses, resultando, a pesar de las ventajas económicas mencionadas, solamente una economía del 6, 8 %.

CAPITULO IV

El ingeniero Sorojovich ha dedicado este capítulo de su trabajo, a una comparación entre la tracción con automotores Diesel eléctricos, y la tracción puramente eléctrica, mediante una usina fija.

A este fin recuerda las ventajas características de la tracción Diesel eléctrica, frente a la tracción a vapor, las que resume como sigue:

1º) El motor Diesel acusa un rendimiento térmico de 30 a 32 %, contra 3 a 7 % de la máquina a vapor a escape libre.

2º) Posibilidad de aplicar el esfuerzo de tracción a un mayor número de ejes.

3º) Regulación fácil de la velocidad y gran flexibilidad de tráfico.

Las ventajas apuntadas en los numerales 2º) y 3º), son características de la tracción con motores eléctricos, y casi independientes de la forma y lugar de la generación de la energía eléctrica. De aquí que sea de gran interés, como lo puntualiza el autor, de «analizar este sistema de tracción en comparación con el puramente eléctrico, o sea cuando la corriente se suministra desde una usina fija».

El primer aspecto de la comparación se refiere a los costos relativos de los combustibles. Con la base de igual número de calorías producidas, las usinas fijas a carbón (con los precios del año 1937, en la República Argentina), en ventaja de 2,27:1 frente a los motores Diesel que usaran Diesel Oil y con una ventaja de 1,3:1 frente a los motores Diesel que utilizaban Fuel Oil solamente.

El segundo aspecto de la comparación se refiere a la potencia de los motores Diesel, de cada uno de los coches automotores de una red ferroviaria, frente a la potencia de una usina eléctrica fija que suministrara la energía para esa red.

Recuerda el autor la pequeña capacidad de sobrecarga de los motores Diesel (del orden del 10 %), lo que hace que los motores Diesel deban tener una potencia normal casi igual a la máxima exigida durante la marcha.

Como el rendimiento del motor Diesel disminuye rápidamente al disminuir su potencia de trabajo, tanto que a 1/4 de carga el rendimiento es solamente del orden del 21 %, resulta que, en funcionamiento a potencia variable, se reducen sensiblemente las ventajas apuntadas de buen rendimiento térmico.

A continuación el ingeniero Sorojovich toma en consideración el factor de diversidad, definido como la relación entre la suma de las potencias máximas individuales de todos los coches automotores y el

valor máximo instantáneo de la suma de las potencias del conjunto de todos los motores Diesel, siendo esta última magnitud la potencia máxima de la usina fija.

Resulta evidente que la potencia de la usina fija es inferior a la de la suma de los motores Diesel individuales. A este respecto termina su razonamiento el autor expresando que, «aprovisionados desde usinas eléctricas existentes, el capital invertido en máquinas primarias de generación de energía ha de resultar menor».

El tercer aspecto de la comparación se refiere al consumo anual de energía. Este punto de vista está íntimamente relacionado con el anterior, y dado que el rendimiento medio efectivo del motor Diesel es bastante inferior al de carga normal y, por otra parte, que los máximos de carga no son simultáneos, es probable, como expresa el autor, que «para determinadas líneas con tráfico intenso, la producción de la energía eléctrica necesaria para la tracción, podrá realizarse más económicamente por medio de una central fija que por medio de gran número de centrales individuales, instaladas en los coches motores, cuya duración de servicio es forzosamente muy inferior a la de usinas fijas, y su trabajo, por consiguiente, menos económico».

Concreta el autor su opinión respecto a este tema, como sigue:

«No obstante las ventajas que ofrece la alimentación de los coches motores, provistos de motores eléctricos de tracción desde una central fija, resulta normalmente que, para un tráfico reducido de coches, la tracción Diesel-eléctrica es más económica que la tracción puramente eléctrica. Esto se debe al alto costo de las instalaciones necesarias para la electrificación, como ser: las sub-estaciones, líneas de troley, cablificación de los conductores de corriente débil, en caso de usar corriente alterna para la tracción, etc.

En todos los casos se obtiene un número crítico de coches motores "n" para los que empieza a ser ventajosa la alimentación desde una central fija.»

CAPITULO V

En este capítulo el autor plantea un estudio de rentabilidad comparativa de la tracción eléctrica con especial referencia a los ferrocarriles de la República Argentina.

Destaca en primer término, las diferencias numéricas en los ferrocarriles argentinos entre los consumos calóricos para la producción de energía directamente en las locomotoras a vapor y en los ferrocarriles eléctricos con usina fija. De acuerdo con los informes estadísticos que acompaña, el consumo del servicio eléctrico es solamente alrededor del 50 % del consumido por la tracción a vapor. Estos resultados están de acuerdo con las previsiones teóricas generales que el autor ha desarrollado en capítulos anteriores.

Para la determinación de la conveniencia de electrificar una de-

terminada línea, propone efectuar el cálculo de la rentabilidad comparativa, y enumera el ingeniero Sorojovich los elementos que deben ser tomados en cuenta.

Resumiento dichos elementos, son: largo de línea en estudio y tráfico actual sobre la misma, inversiones de la electrificación y servicio de dicho capital, costo de locomotoras, costos del combustible y de la energía eléctrica, gastos anuales de la tracción a vapor y eléctrica, de ejercicio y renovaciones y valor de las locomotoras a vapor retiradas del servicio.

Reúne finalmente el autor, todos estos elementos de juicio en una fórmula de la cual resulta la "intensidad crítica del tráfico por kilómetro de vía, para la cual la tracción eléctrica empieza a resultar más económica que la tracción a vapor".

CONCLUSIONES

Estimamos transcribir íntegramente el contenido de las conclusiones:

«Cuando se recorre con una mirada retrospectiva el camino de progreso realizado por la tracción eléctrica, ha de llamar la atención que, no obstante haber comprobado prácticamente ya en 1901, durante los memorables ensayos de tracción a locomotora y coches motores eléctricos a alta velocidad, sobre la línea ferroviaria Marienfelde-Zossen, la posibilidad de obtener un servicio seguro y de marchar con velocidades hasta 210 km. por hora, sólo contados países han procedido a la electrificación sistemática y generalizada de sus ferrocarriles.

«La parte de los ferrocarriles electrificados en relación a la totalidad de ferrocarriles existentes en el mundo representa tan solo el 2,7 %.

«Conceptuamos que la razón principal reside en la magnitud de las inversiones que requiere la introducción del servicio eléctrico en los ferrocarriles y que representa un problema que necesita, a veces, condiciones coyunturales especialmente favorables, para poder poner de acuerdo a las tres agrupaciones que intervienen en el asunto: las empresas ferroviarias, los fabricantes de material de electrificación y los círculos financieros.

«La demora que ha sufrido la electrificación en gran escala, débese también a la existencia de intereses creados, de toda índole; a los esfuerzos de perfeccionamiento de la locomotora a vapor, tanto en el sentido de aumento de su potencia como del incremento de la velocidad máxima alcanzable; al progreso realizado en la construcción de coches a tracción Diesel o Diesel-eléctrica, etc. No faltan voces que aducen razones de orden estratégico para combatir la idea de la electrificación de los ferrocarriles, basando su argumentación en el peligro que puede presentar para el país el hacer depender el tráfico ferroviario de un número reducido de usinas fijas.

«En cuanto al último argumento, se tiene la impresión de que el peligro es en realidad insignificante, sobre todo si se toma en cuenta que el hecho de ser electrificada una línea no implica imposibilitar la tracción térmica, la que podría continuar sin tropiezos aún estando la vía electrificada.

«En lo tocante a otros impedimentos, es indudable mucho más fácil realizar un proyecto de poca monta que de introducir reformas radicales que, además de las dificultades técnicas y de reorganización, están acompañadas por problemas financieros de importancia poco usual.

«No obstante, las ventajas de la tracción eléctrica para ciertas líneas son tan grandes, tanto en lo referente a su superioridad intrínseca como en lo tocante a su aptitud de hacer frente a la competencia de otros sistemas de transporte, cuya intensificación ha de producirse a medida que se normalice la producción y se organicen las industrias, que consideramos aconsejable a emprender un estudio profundizado de la aplicación de la tracción eléctrica, antes de recurrir a medidas que a la larga pueden resultar paliativas.»

DICTAMEN DE LA SUB-COMISION

integrada por:

Señor:	*TOMAS MAILER*
Ingeniero:	*CARLOS A. PONSATI*
»	*W. J. CLARDY*
»	*FRANCISCO R. GAMBOA*
»	*JAIME SALLES*

En el trabajo en estudio se ha planteado la comparación técnica de los diferentes medios de tracción mediante máquinas térmicas a vapor, o tracción Diesel-eléctrica frente a la tracción puramente eléctrica.

El autor propone una fórmula compendiada para el estudio de rentabilidad comparativa. Entiende esta Comisión que las características de las vías férreas son de una variación tan grande y las peculiaridades de cada línea son de tal entidad, que necesariamente limitan el campo de aplicación de una fórmula determinada.

El autor presenta las características generales de los distintos tipos de motores en uso, aportando datos numéricos ilustrativos. Entiende esta Comisión que hubiera sido deseable incluir en los capítulos de comparación los últimos estudios oficiales realizados sobre motores de combustión interna, sobre todo los que se refieren a su comportamiento en diferentes alturas sobre el nivel del mar.

En otro orden de ideas, tales como las ventajas atribuídas a la tracción eléctrica en razón de flexibilidad, menor costo de mano de obra, mayor kilometraje anual frente a la locomotora a vapor y al-

gunos otros, estima esta Comisión que el trabajo se refiere a determinados casos especiales y no a la generalidad de los sitemas de tracción.

Resumiento: Esta Comisión estima que el trabajo presentado constituye una esfuerzo de mérito para la presentación de los principales medios de tracción en uso, pero por las consideraciones anteriores, y especialmente por la importancia relativa atribuída a los factores de pro y contra de cada sistema, no concordantes en su totalidad con la experiencia de los componentes de esta Comisión, no puede encararlo como una representación de las opiniones técnicas de la misma.

RESOLUCION DEL CONGRESO

En virtud de la discrepancia de la Sub-Comisión con ciertos aspectos y conceptos establecidos por el autor en su trabajo, se acuerda su publicación acompañada del dictamen de la Comisión encargada de estudiarlo.

TEMA 9

IMPLANTACION DEL SISTEMA DE TRACCION DIESEL ELECTRICO.

AUTOR: *FERROCARRILES SUD Y OESTE DE BUENOS AIRES.*

SIN INFORME DE RELATOR.

97.

EXAMEN COMPARATIVO TECNICO Y ECONOMICO DE LOS DIFERENTES SISTEMAS Y NUEVOS METODOS DE TRACCION: TRACCION DIESEL Y A VAPOR.

AUTOR: *FERROCARRILES SUD Y OESTE DE BUENOS AIRES.*

SIN INFORME DE RELATOR.

98.

COCHES MOTORES DIESEL. SU UTILIZACION Y RESULTADOS EN SERVICIOS LOCALES.

AUTOR: *FERROCARRILES SUD Y OESTE DE BUENOS AIRES.*

SIN INFORME DE RELATOR.

99.

IMPLANTACION DEL SISTEMA DE TRACCION DIESEL-ELECTRICO

En el año 1943, en una reunión de Directores y Gerentes de los Ferrocarriles Argentinos de trocha ancha (empresas Británicas) convocada a los efectos de estudiar el plan de acción a seguir, en cuanto al mejoramiento de sus servicios, tan pronto fuera posible, una vez terminada la guerra, como asimismo subsanar las dificultades de orden económico y relacionadas con el servicio mientras fuera indispensable mantener en uso unidades a vapor cuya utilidad ha disminuído debido a los largos años de uso, se resolvió estudiar las posibilidades de implantar o aumentar el sistema de tracción mediante la adquisición de unidades Diesel-eléctricas.

Con este fin se formaron comisiones especiales y se encomendó a una Comisión Técnica, compuesta por representantes de las diferen-

tes empresas, la preparación de especificaciones correspondientes a las distintas unidades cuya adquisición se considerase ventajosa, tanto para atender correctamente el incremento y desarrollo de la economía nacional, como para mejorar el servicio, y a la vez contemplar en debida forma la comodidad del público pasajero.

Las especificaciones confeccionadas después de largos estudios con tal propósito, abarcaron las siguientes propuestas:

Locomotoras Diesel-eléctricas para trenes de pasajeros y de carga en las líneas principales: 2.800 H.P.

Locomotoras Diesel-eléctricas para trenes de pasajeros y de carga en las líneas principales y secundarias: 1.400 H.P.

Coches motores para líneas principales y ramales: 400 H.P.

Locomotoras para maniobras: 700 y 400 H.P.

Como algunas de las empresas, y en especial el Ferrocarril Sud, ya han experimentado con este sistema de tracción desde hace tiempo, en mayor o menor escala, fué posible aprovechar la experiencia obtenida en la práctica durante los últimos 15 años, introduciendo en dichas especificaciones las mejoras o innovaciones consideradas necesarias, tanto en la parte técnica como desde el punto de vista de su adaptabilidad al servicio.

Al mismo tiempo fué considerado indispensable, por razones de economía e intercambio entre otros Ferrocarriles, reducir al mínimo posible los distintos tipos de unidades, y, en consecuencia, las propuestas fueron preparadas de manera que se pudiera cubrir las exigencias del servicio con sólo cuatro tamaños de motores Diesel y dos tamaños de componentes «standard».

Como complemento a dichas propuestas, se está estudiando en la actualidad las normas más modernas y prácticas para atender en debida forma la manutención, etc., de las unidades, en caso de adquirirlas.

A los efectos de asesorarse con respecto a las posibilidades y adelantos introducidos en dicho sistema de tracción hasta la fecha, una Comisión Especial realizó una visita a los Estados Unidos de Norte América, Gran Bretaña y otros países de Europa, y ha obtenido informaciones de sumo interés sobre el particular, como así con respecto a los sistemas adoptados para la manutención de unidades Diesel.

Para dar una idea del desarrollo de esta forma de tracción en los Estados Unidos, no obstante las restricciones impuestas durante la guerra, en cuanto a las necesidades de los Ferrocarriles, cabe mencionar que en el año 1945 existían aproximadamente 4.500 locomotoras Diesel-eléctricas, de las cuales el 50 % son locomotoras de maniobras, y los pedidos para unidades nuevas son tantos que los fabricantes se encuentran casi imposibilitados para satisfacer los mismos.

En aquel país, a medida que pasan los años, y a raíz de la experiencia ganada y los resultados obtenidos, ha sido norma aumentar el poder de dichas unidades. Las locomotoras de maniobras, por ejemplo, que eran al principio de 650 H.P., ahora son de 1.000 H.P. Unidades

para trenes de pasajeros, originalmente de 600 H.P., han sido substituídas por unidades con dos motores cada una de 1.000 H.P., generalmente acopladas en pares, de manera que desarrollan una fuerza motriz de 4.000 H.P. Asimismo, para trenes de carga, se ha llegado últimamente a unidades que desarrollan una fuerza motriz hasta 5.400 H.P., mediante su uso en cuadruplicado.

Como es posible apreciar, los estudios preliminares y la preparación de las especificaciones y cuantiosos planos y dibujos relacionados con propuestas de esta naturaleza, y la necesidad de subsanar muchos problemas técnicos y de explotación causados por la situación bélica mundial, han ocupado completamente el tiempo del personal técnico y especializado disponible, el cual se ha visto disminuído también a raíz de que algunos se ausentaron del país para enrolarse en las fuerzas armadas de Gran Bretaña.

En consecuencia, no ha sido posible tratar sino algunos de los temas que figuran en la Sección B - Material y Tracción, del Programa de Trabajos del V.º Congreso Panamericano de Ferrocarriles.

No obstante, con respecto al tema Nº 9, acompañamos un memorándum sobre resultados observados en las locomotoras Diesel mientras han prestado servicio en los FF. CC. Sud, Oeste y Bahía Blanca, y los beneficios obtenidos mediante su utilización, su rendimiento, y gastos, comparadas con el sistema a vapor.

Al mismo tiempo, y como información de interés en esta materia, se acompaña un memorándum sobre los resultados de los Coches Motores Diesel adquiridos por los Ferrocarriles Sud y Oeste en el año 1937.

EXAMEN COMPARATIVO, TECNICO Y ECONOMICO DE LOS DIFERENTES SISTEMAS Y NUEVOS METODOS DE TRACCION: TRACCION DIESEL Y A VAPOR

Por los FERROCARRILES SUD Y OESTE DE BUENOS AIRES

TRACCION DIESEL-ELECTRICA Y MECANICA

NOMINA DE LAS UNIDADES

FERROCARRIL DEL SUD.

Puesta en servicio.

Año 1930 — 2 Usinas móviles (UE. 1 y 2) Diesel eléctricas, de 1.200 H.P., con tren de 5 coches cada una.

» 1933 — 3 Usinas móviles (UE. 3, 4 y 5) Diesel eléctricas, de 1.700 H.P., con tren de 8 coches cada una.

Estas cinco unidades se utilizan en el servicio local, desde Plaza Constitución, intercaladas con los trenes de tracción a vapor.

Año 1929 — 1 Locomotora (CM. 201) Diesel eléctrica, de 375 H.P., declarada «scrap» en el año 1937.

» 1929 — 1 Locomotora (CM. 202) Diesel eléctrica, de 420 H.P., declarada «scrap» en el año 1937.

» 1933 — 1 Locomotora (CM. 210) Diesel eléctrica, de 1.700 H.P., con motores Diesel similares a los de UE 3, 4 y 5.

» 1938 (x) 2 Locomotoras (CM. 204 y 205) Diesel eléctricas, de 880 H.P., cada una. (Una destruída por incendio en el año 1943).

» 1938 (x) 2 Locomotoras (CM. 206 y 207) Diesel eléctricas, de 900 H.P., cada una. (Una destruída por incendio en el año 1941).

(x) *Nota*: Estas locomotoras fueron construídas para trabajar indistintamente como unidades simples, o juntas como Locomotora de doble poder, para efectuar el mismo servicio que la Unidad CM. 210.

FERROCARRIL DEL ESTE.

Año 1934 — 1 Coche Motor articulado (DE. 1) Diesel eléctrico, de 450 H.P., de dos cuerpos. (En 1943 fué construído en el país, y agregado, otro cuerpo articulado).

» 1934 — 1 Coche Motor (RM. 250) Diesel eléctrico, de 140 H.P. (En 1942 fué cambiado el motor Diesel por otro de 200 H.P.).

» 1936 — 2 Coches Motores (RM. 201 y 202) Diesel eléctricos, de 148 H.P.

FF. CC. SUD, OESTE Y BBNO.

Año 1938 — 99 Coches Motores (RM. 300, etc.) Diesel mecánicos, de 102 H.P., de 1.ª y 2.ª clase, compósitos y encomiendas. (En 1939 se incendiaron 3 unidades, reduciéndose el total a 96).

» 1938 — 11 Locomotoras para maniobras (DM. 21, etc.), Diesel mecánicas, de 102 H.P.

SERVIVIOS EFECTUADOS — RENDIMIENTO — COSTO COMPARATIVO CON SISTEMA A VAPOR

Consideramos que para comparaciones de valor real no se deben incluir en este estudio a Unidades con menos de un millón de kilóme-

tros recorridos; además, no siempre es posible obtener el costo exacto de determinado servicio con tracción a vapor, porque en los análisis de nuestra Contaduría se incluyen todos los tipos de Locomotoras, no llevándose separadamente por unidad o clase, como se procede con las unidades Diesel.

Aunque las unidades Diesel del F. C. Sud, por su mayor factor de aceleración están capacitadas para correr un más rápido servicio, realizan éste con el horario para tracción a vapor, pero corren trenes con mayor número de paradas intermedias, y tienen reducido tiempo de parada en estaciones terminales, es decir, que se aprovechan sus características de mejor aceleración y reversibilidad.

Las unidades UE. 1 y 2 corren diariamente, entre ambas, cuatro turnos de 8 horas de duración cada uno, con un total de 32 trenes, la mayoría de ellos entre Plaza Constitución y Quilmes (17,2 kms). Entran a reparación general aproximadamente cada 125.000 kms., y a reparación liviana, o periódica, cada 30.000 kms. Cuando por cualquier circunstancia deben permanecer en reparación son relevadas por trenes del servicio a vapor.

Las locomotoras a vapor utilizadas en idéntico servicio, (adquiridas en el año 1912), pertenecen al tipo denominado 8C.; constan de tanques laterales, dos cilindros de 19" x 26", ruedas 2-6-2, presión de vapor 160 lbs. por pulgada cuadrada, con recalentador.

Las usinas UE, 3, 4 y 5 corren diariamente un servicio programado en cuatro turnos de 8 horas de duración cada uno, con cincuenta trenes locales, en vía principal, entre Plaza Constitución y Burzaco (22 kms.), o Glew (29.2 kms). Dos de los turnos son denominados «eléctricos» o «acelerados», y los restantes «semi-acelerados», todos con horario algo más ajustado que los comunes para elementos a vapor, pero factibles de ser realizados por éstos durante períodos limitados o en casos de emergencia.

Los cuatro turnos precitados son corridos por sólo dos unidades mientras la tercera permanece a órdenes o en reparación.

Las usinas UE. 3, 4 y 5 recorren aproximadamente 250.000 kms. entre cada reparación general y de 50.000 a 60.000 kms., entre revisiones livianas o periódicas. Cada reparación general insume en nuestros talleres un período aproximado de 12 semanas, mientras que la periódica (revisión de pistones, cilindros, válvulas, cojinetes, inyectores, etc.), de 7 a 10 días hábiles.

Las locomotoras a vapor reemplazadas por UE. 3, 4 y 5 son de las denominadas 8E. (adquiridas en el año 1922), constan de 3 cilindros, 17 ½" diám, × 26", vapor a 200 lbs. por pulgada cuadrada, con recalentador, y ruedas 2-6-4.

Para demostración se dan a continuación datos comparativos entre usinas Diesel y locomotoras a vapor, respecto al kilometraje recorrido y costo de mantenimiento y recorrido.

TABLA DE SERVICIOS, TREN KILOMETROS RECORRIDOS POR UNIDADES DIESEL Y A VAPOR EN SERVICIO LOCAL DE PASAJEROS

UNIDAD (clase)	*Can-ti-dad*	*Años en ser-vicio*	*Kilometraje T/M. por unidad*			*Kilometraje de tren, T/M. por unidad*		
			Total	*Por año*	*Por mes*	*Total*	*Por año*	*Por mes*
UE. 1 y 2	2	16	1024000	63830	5320	1024000	63830	5320
8C.	41	33	1948000	61056	5088	1461000	45792	3816
UE. 3, 4 y 5	3	12.8	1401660	111664	9232	1401660	110664	9232
8E.	62	22	1415260	65436	5453	1132200	52344	4362

Las usinas UE. 1 y 2 corren 39 % más kilometraje de tren que las Locomotoras 8C.

Las usinas UE. 3, 4 y 5 corren 112 % más kilometraje de tren que las Locomotoras 8E.

COSTO DE OPERACION, CONSERVACION, ETC., DE UNIDADES DIESEL Y A VAPOR EN SERVICIO LOCAL DE PASAJEROS

	UE. 1 y 2 ctvs./kms.	*UE. 3, 4 y 5 ctvs./kms.*	*Locs. a vapor ctvs./kms. (estimado) (x)*
CONSERVACION			
Reparaciones generales	27.24	12.37	48.30
Reparaciones livianas	15.98	16.57	
Superintendencia, etc., no incluído:	—	—	—
Total:	43.22	28.94	48.30
RECORRIDO			
Personal de conducción			
Sueldos y viáticos	6.53	5.01	37.97
Combustible	19.62	25.12	31.40
Lubricantes	1.94	3.51	—
Agua	—	—	3.12
Gastos de galpones	2.23	1.80	4.07
Superintendencia, no incluído ..	—	—	—
Total:	30.32	35.44	76.56

NOTA. Las cifras expuestas representan el costo durante los tres últimos años de preguerra y no están afectadas por el alza posterior de materiales, combustibles, etc. Es de notar que durante los años 1936 y 1937 el costo del combustible fué el siguiente: Diesel oil, $ 57.60 por tonelada; Petróleo, $ 22.64 por tonelada; y que durante la guerra el alza de los precios llevó al petróleo a una cifra muy superior, casi pareja con la alcanzada por el gas oil.

Cigüeñales de repuesto para reemplazar a los rotos fueron obtenidos de los EE. UU. de América unos meses atrás, y, por ende, ha sido posible reintegrar al servicio un número de coches que estaban detenidos por las causas mencionadas.

Los coches se remiten a los Talleres de R. de Escalada para una reparación general cada 100.000 kilómetros, y se les da una reparación ligera en los depósitos de Temperley cada 35.000 kilómetros. Durante una reparación ligera cualquier compostura se efectúa a los aros de pistón, cojinetes y las válvulas. Las reparaciones ligeras de manutención se verifican en los depósitos de servicio cuando se requiere.

Con motivo del consumo de aceite combustible y el aceite lubricante, los registros de 40 coches que sirven en las zonas suburbanas de Buenos Aires, en el F. C. del Sud, proporcionan el siguiente detalle para el mes de junio de 1945:

Total de kilómetros recorridos por 40 coches ..	322.521
Total consumo de aceite combustible, kilos ...	79.181
Total consumo de aceite lubricante, kilos	1.870
Aceite combustible, promedio por coche por kilómetro, kilos	0.246
Aceite lubricante, promedio por coche por 100 kilómetros, kilos	0.580

Como consecuencia de la forzosa reducción de servicios durante la última parte de la guerra, el término medio de kilómetros por mes por coche era menor en junio de 1945, en comparación con el recorrido al principio de las hostilidades.

Estos coches continúan brindando rendimiento satisfactorio, y cabe esperar que la situación mundial vuelva a lo normal a objeto de que se puedan utilizar hasta el máximo estas unidades.

LOCOMOTORAS DIESEL ELECTRICAS

Nuestro CM. 210, de 1.700 H.P., es la única unidad, en su tipo, que sobrepasó el millón de kilómetros, contando en la actualidad, después de 12 años de servicios, con 1.700.000 kms. Al cumplir esta unidad sus 10 años de vida se realizó un estudio a fondo sobre su actuación, estudio del que extractaremos los detalles más interesantes.

El CM. 210 tiene, como queda dicho ya, 1.700 H.P. de potencia, en sus dos motores Diesel, con sus correspondientes generadores, accesorios, etc.; cada motor está montado en cuerpos similares, acoplados permanentemente y montados a su vez, cada uno, sobre dos bogies de dos ejes cada uno. Posee seis motores de tracción, tres bajo cada cuerpo, actuando sólo como ruedas auxiliares los ejes colocados en los extremos de la locomotora.

Esta unidad está destinada al servicio de trenes generales entre Plaza Constitución y Bahía Blanca (640,2 kms.), servicio en el que efectúa tres viajes semanales de ida y vuelta, la mayor parte del tiempo en horas de la noche. Ocupada seis días en este servicio permanece en descanso el séptimo de la semana, tiempo que es aprovechado para limpieza, revisión, etc. Las locomotoras a vapor que efectúan idéntico servicio son las denominadas 12E. Los trenes remolcados varían entre 500 y 1.000 toneladas, peso que es llevado con suma facilidad por el CM. 210, pero que exige gran esfuerzo a las locomotoras a vapor, especialmente durante el cruce de las sierras al norte de Bahía Blanca, donde existen pendientes de 1 en 185.

Para comparación, seguidamente se dan las características de las locomotoras a vapor 12E. y la locomotora CM. 210.

	Locs. a vapor clase 12E.	*Loc. Diesel CM. 210*
Ruedas motrices, número y diámetro	(6) 1.981 mts.	(12) 1.066 mts.
Cilindros, número y diámetro	(3) 482 × 711 mm.	
Presión de la caldera, Kg/cm³.	13.6	
Potencia de la caldera o Diesel HP.	1365	1700
Potencia de los cilindros o motores de tracción (a 80 kms. hora) en HP.	1940	1490
Peso total en servicio (ton. métricas)	156	153
(P. A.) Peso adherente	53.3	114.6
(F. T.) Fuerza tractiva (a 85 %) en kilos	13.063	18.144
Relación F. T./P. A.	1:3,97	1:5,8
Largo total	21.15 mts.	22.95 mts

Durante los primeros años de servicio de la locomotora CM. 210, trastornos y problemas de diversa índole, entre los que cabe señalar engranaduras y rotura de pistones, fallas de los cigüeñales, etc., se presentaron y fueron resueltos en oportunidad, mejorando el diseño o cambiando el tipo de material. No obstante, a pesar de los inconvenientes señalados, el kilometraje que la locomotora tiene en su haber en tan corto tiempo, así como los servicios prestados, pueden considerarse superiores en 100 % a cualquier locomotora a vapor.

La tabla expuesta a continuación es un sumario de la disponibilidad y kilometraje de la locomotora, por año, desde que fué puesta en servicio hasta el año 1945.

Año terminado en 30/6	*Días fuera de servicio*					*Días en disponibilidad*				*Kilómetros efectuados*
	Reparación general	*Reparación periódica*	*Reparación casual*	*Total*	*% anual*	*Descanso a órdenes*	*% anual*	*en servicio*	*% anual*	
1935	—	10	135	145	40	63	17	157	43	78.170
1936	51	10	98	159	44	29	8	178	48	111.867
1937	53	20	126	179	49	22	6	164	45	108.440
1938	—	40	6	46	13	50	14	269	73	176.817
1939	74	12	20	106	29	50	11	219	60	143.994
1940	—	37	5	42	11	46	13	278	76	183.350
1941	80	14	36	130	36	34	9	201	55	132.474
1942	—	30	36	66	18	36	10	263	72	173.516
1943	79	10	92	181	50	26	7	158	43	95.589
1944	37	12	26	75	21	45	12	246	67	151.748
1945	—	45	9	54	15	45	12	266	73	171.605

Durante el período que antecede, fueron 14 las oportunidades en que por falla de la locomotora durante el servicio fué necesario desacoplarla del tren; da ésto un promedio de 92.000 kms. por falla.

Para ensayo de su suficiencia, seguridad, capacidad de tracción, velocidad, etc., la locomotora fué objeto de diversas pruebas, siendo el resultado de algunas de ellas verdaderamente admirable y difícil de igualar por locomotoras de su categoría. Habiéndosela dotado originalmente con dos juegos de engranajes de tracción (para carga y pasajeros), se realizaron estas pruebas con el fin de establecer en la práctica los más convenientes para el servicio regular. Como resultado, se adaptaron a la locomotora engranajes de relación intermedia.

A continuación se dan las características de los tres tipos de engranajes precitados:

Engranaje para tren de:	*Número de dientes*			*Esfuerzo tractivo máximo*	*Velocidad máxima de crucero*	
	Corona	*Piñón*	*relación de trasmisión*	*KGS.*	*Km./H.*	*M./H.*
Carga	74	16	4.62	30.844	85	53.5
Intermedio	70	18	3.88	22.680	100	64
Pasajeros	65	25	2.6	17.236	150	95

«RELIABILITY» (Seguridad)

En 1933, durante 66 días consecutivos, recorriendo diariamente 664 kms. de tren y 22 de máquina liviana (45.200 kms. en total), remolcó el tren nocturno ida y vuelta a Olavarría, sin registrarse una sola falla en la locomotora.

Capacidad de tracción

Con engranajes tipo carga, remolcó desde Las Flores hasta Km. 10, en 6 horas, un tren con peso total de 3.150 toneladas. El término medio de velocidad alcanzada fué de 28.3 kms. por hora. La fuerza tractiva máxima registrada fué de 25.800 kilos.

Velocidad

Con engranajes tipo pasajeros, en marcha normal, la máxima velocidad alcanzada fué de 130 kms. por hora, sin que fuera posible comprobar si podía sobrepasarla debido a que se hizo necesario cortar el «control» por señales.

Con engranajes intermedios, en tren de turistas, especial, con 730 toneladas, fué remolcado hasta Mar del Plata (402 kms.) sin etapas. Hasta Dolores (203 kms.), la marcha fué retrasada por cruces con otros trenes, pero desde ese punto hasta destino, alcanzó una velocidad media de 83.5 kms. por hora. El máximo fué de 93 kms. por hora.

Un estudio de los gastos de operación (recorrido, mantenimiento, intereses sobre capital, depreciación, etc.), fué hecho en una oportunidad; en él se incluyeron todos los gastos de mantenimiento durante 10 años y el costo de recorrido por uno (1936-37).

Su comparación con los equivalentes estimados de las locomotoras tipo 12E., durante el mismo año, con su factor máximo de utilización se da a continuación:

RECORRIDO Y COSTO 1936-37	*Unidad Diesel CM. 210.*	*Locs. a vapor 12 M.*
Km. de Loc. recorrido	108.440	946.186
" " tren "	103.291	886.530
Tonelada Km. bruto (1000 tons.)	54.692	498.209
Peso de tren. Promedio	539	562
Costo por tonelada Loc. ctvs.	0.346	0.617
" " " tren	0.363	0.658
" " 1000 tons. Km.	0.686	1.171
COSTO DE MANTENIMIENTO		
Costo por Km. Loc. ctvs.	0.363	0.372
" " Tonelada tren. ctvs.	0.376	0.397
" " 1000 tons. Km. "	0.667	0.707

CARGOS FIJOS (Intereses, depreciaciones, etc., sobre capital invertido).

Costo Capital. m$n.	348.516	108.222
Depreciación: Diesel, 20 años / Vapor, 30 años	17.426	3.607
Intereses, 5 %	17.426	5.411
Total:	34.852	9.018
Kms. por mes, T/M. trabajando Km.	12.489	5.918
" " " " (total) "	10.901	3.976
" " año, " "	130.812	70.812

TOTALES CARGOS FIJOS	*Unidad Diesel CM. 210.*	*Locs. a vapor 12 M.*
Por Km. Loc. ctvs.	0.268	0.127
" " tren. "	0.278	0.134
" 1000 toneladas Km. ctvs.	0.491	0.243
COSTOS TOTALES		
Costo por Km. Loc. ctvs.	0.977	1.116
" " " tren. "	1.017	1.189
" " 1000 tons. Km.	1.844	2.121

NOTA: Las cifras de costos, respecto a las locomotoras a vapor, fueron estimadas tomando como base la información de la Contaduría del Ferrocarril del Sud para el servicio a vapor en general, pues no se llevan estadísticas por diversidad de tipo.

COCHES MOTORES DIESEL, SU UTILIZACION Y RESULTADOS EN SERVICIOS LOCALES

Por los FERROCARRILES SUD Y OESTE DE BUENOS AIRES

Con el fin de ampliar y mejorar el servicio local y proporcionar más facilidades y comodidades al público pasajero, reemplazando con tal fin corridas de trenes a vapor en las zonas suburbanas menos densamente pobladas de las ciudades de Buenos Aires y La Plata, situadas aproximadamente en las áreas entre el radio exterior de, digamos 20 a 60 kilómetros de la Capital Federal, fueron adquiridos, en el año 1937, 99 Coches Motores de la Compañía Drewry, de Inglaterra.

Setenta y uno de estos coches han sido destinados al servicio en los Ferrocarriles del Sud y veintiocho en el Oeste.

Coincidente con la colocación del pedido para esta cantidad comparativamente grande de unidades Diesel mecánicas, ciertas obras de importancia tuvieron que ser llevadas a cabo en la República Argentina para proveer facilidades de servicio y reparación y la instrucción de conductores y mecánicos.

La concentración principal del F. C. Sud fué verificada en la estación Temperley, unos 18 kilómetros de la terminal de Buenos Aires, pues éste era un sitio ideal para el fin indicado, siendo el lugar donde la vía principal se divide en tres ramales distintos y donde hay también una curva que empalma con el F. C. Oeste. En este sitio se construyó un depósito grande, modelado en base a la práctica más moderna, completo, con talleres de reparaciones livianas, oficinas, facilidades para conductores, y a medida que recibíanse y librábanse al servicio los coches, el depósito de Temperley resultó ser un centro eficiente para la enseñanza de los conductores y mecánicos, y para fiscalizar el servicio local de pasajeros de Buenos Aires, del F. C. Sud, el cual extendíase paulatinamente hacia afuera.

Un depósito auxiliar se formó en la estación Tolosa, cerca de La Plata, que es la capital de la provincia de Buenos Aires y está situada alrededor de 60 kilómetros de la Capital Federal. Un edificio ya existente fué convertido y provisto de fosos de inspección y facilidades de servicio, y la inclusión de estas unidades Diesel mecánicas al servicio local de La Plata aportó mayores comodidades al público viajante, especialmente en ciertos trenes de combinación que hacen el recorrido a través del territorio hacia y desde Coronel Brandzen, estación ésta ubicada en una de las vías principales hacia el Sud.

Los coches destinados al servicio del F. C. Oeste están concentrados principalmente en la estación Castelar, que dista unos 22 kilómetros desde la terminal de Buenos Aires.

La estación Castelar es el sitio de un depósito grande de tren rodante eléctrico del servicio local del F. C. Oeste, y una porción del depósito se adaptó para ubicar las unidades Diesel mecánicas.

Se arregló para concentrar las reparaciones generales de todos los coches Diesel mecánicos en los talleres principales de reparaciones de Remedios de Escalada, distante unos 11 kilómetros de la estación terminal de Buenos Aires, y con este fin se dispuso de un edificio ya existente, que estaba en uso como una sección auxiliar del Taller de carpintería.

Las vías existentes en este taller fueron equipadas con zanjas de inspección y las máquinas con las herramientas necesarias; herramientas de mano y equipo fueron instaladas. Proveyóse de una zanja de inspección con techo y gatos accionados a fuerza motriz para levantar los cuerpos de los coches, a unos metros de la entrada principal del taller, donde se levantan los cuerpos de los coches que entran para repa-

raciones generales y se los coloca sobre bogies de repuesto. Los bogies motores y los de acarreo se trasladan al taller para una revisión general y los cuerpos se reparan y pintan de nuevo en la Sección de Reparaciones Generales de Coches en R. de Escalada.

Las reparaciones de los bogies, como asimismo la revisión completa de los motores Diesel, se llevan a cabo sobre un sistema de progreso, y, luego de ser desarmadas todas las piezas, se limpian cabalmente por inmersión en los estanques de limpieza antes de la inspección y resolución para reparación o reemplazo.

Incluído en el equipo del Taller de Reparación se encuentran las siguientes máquinas especiales:

a) *Un dinamómetro de la Compañia English Electric.*

Este aparato, que está completo con motor de arranque, generador eléctrico e instrumentos de registros, prueba el desarrollo y consumo de combustible de los motores Diesel reparados y registra las temperaturas de escape de cada cilindro.

b) *Probador de bomba de combustible «Hartridge».*

Esta máquina calibra la cantidad de combustible inyectado por el cilindro a todas las velocidades del motor.

c) *Probadores de inyectores de combustibles «Bosch».*

Este es un instrumento accionado a mano, que da la presión de la inyección en atmósferas.

Una de las modificaciones que se introdujeron y que contribuyó en una medida amplia al mejor manejo de los coches por parte de los Conductores, fué la colocación de un regulador principal del tipo tracción eléctrica, provisto de dos tambores con «interlock» mecánico entre ellos. Un tambor controla el retroceso del coche y traba el arranque del motor, mientras el otro tambor controla la caja de engranajes para el cambio de la velocidad del coche. Con este dispositivo «interlocking» que se provee, un Conductor se ve obligado a mover la manivela selectora del engranaje a punto neutro, antes de que pueda mover la manivela de reverso hacia adelante o en sentido contrario, y, complementario a esto, la manivela selectora del engranaje no puede moverse hasta tanto la manivela de reverso esté, ya sea en la ranura de marcha adelante, o de retroceso.

La manivela de retroceso también traba el arranque del motor que funciona en una posición intermedia entre hacia adelante y retroceso, y solamente se puede mover desde el regulador cuando se coloca en la posición central o de punto muerto, así que cuando se mueve, el regulador es trabado y no puede ser manejado indebidamente por personas ajenas.

Durante el año 1941, cuando ya se habían recibido todos estos coches y las condiciones de servicio normalizadas, el F.C. Sud tenía aproximadamente 46 a 50 coches en servicio diariamente, siendo el saldo de 21 a 25 de repuesto y unidades bajo reparaciones, parcial y general.

El recorrido promedio mensual de kilómetros efectuado por estos coches en el servicio local del F.C. Sud era aproximadamente de 500.000 kms., ó sea unos 10.000 kms. por mes por coche.

Como resultado de las condiciones que emanan de la guerra mundial, se experimentaron dificultades, que iban en aumento, para conseguir piezas de repuesto y mantener la máxima cantidad de estos coches en servicio, y los contratiempos fueron aumentados por las fallas de un número de cigüeñales de los motores Diesel Gardner después que aquellos habían efectuado un recorrido, probablemente su duración normal, de unos 500.000 kilómetros.

La situación creada por las fallas de estos cigüeñales demandó medidas de emergencia, y algunas de estas piezas fueron reparadas con soldadura eléctrica. El mayor servicio que hasta ahora se ha obtenido con cigüeñales soldados pasa de los 100.000 kms. de recorrido.

RESOLUCION DEL CONGRESO PARA LOS TRABAJOS N.° 97, 98 y 99

Se acuerda su publicación como materia de interés general pues facilitan elementos de juicio para otros ferrocarriles que contemplan un problema similar.

TEMA 9

LOS PROBLEMAS DEL TRANSPORTE Y SU SOLUCION

AUTOR: *Ingeniero W J. CLARDY*
SIN INFORME DE RELATOR.

110.

Los problemas de transporte y su solución

El trabajo intensivo que se ha dado al equipo ferroviario durante los últimos 4 o 5 años, ha desgastado mucho el material. También ha contribuido bastante a la deterioración del equipo, la conservación inadecuada que se pudo darle durante ese tiempo. Asimismo, la falta de repuestos y el relajamiento de normas de conservación agudizaron el problema.

La solución de este problema radica en la modernización, mediante el reemplazo del equipo desgastado o cuya vida útil ha llegado económicamente a su término; y forma parte importante de este problema la adopción de nuevos tipos de equipo motriz. Los desarrollos que se han suscitado durante la guerra se pueden utilizar ahora ventajosamente. En este sentido el trabajo a que ya se ha dado término y el que está en curso en la actualidad, está representado por la locomotora con turbina de vapor y transmisión por engranajes, la locomotora turbo-eléctrica, la locomotora de turbinas a gas con transmisión eléctrica, la locomotora Diesel-eléctrica y la locomotora eléctrica a trolley, tipos que en general proporcionan un amplio campo para la selección del más adecuado.

Locomotora de turbina a vapor de transmisión con engranajes

Se han conseguido algunos resultados interesantes en el desarrollo de esta clase de equipo motriz. Se ha hecho bastante para mejorar la locomotora recíproca a vapor; se ha puesto en servicio una máquina con turbina a vapor y transmisión con engranajes, y también se están construyendo en la actualidad locomotoras turbo-eléctricas.

A fines de 1944, el ferrocarril de Pennsylvania puso en servicio la primera locomotora de turbina a vapor con transmisión de engranajes. Este desarrollo representa uno de los cambios más importantes en los fundamentos de la transmisión a vapor en más de 100 años y se muestran promisoras de un gran futuro.

Esta locomotora ha trabajado alrededor de 80.000 kilómetros en



servicio efectivo, y como fué producto del tiempo de la guerra, no se pudieron usar en ella aceros aleados en los marcos principales ni en la caldera. Se eligió una disposición de ruedas 6-8-6 para evitar disminución de capacidad, pero en condiciones normales se habría usado una disposición de ruedas 4-8-4.

Se proyectó el equipo de propulsión adhiriendo a principios ya probados en la práctica marina y de ferrocarril; la turbina principal produce 6900 HP en el eje, pesa 2270 kilogramos, o sea menos de 1/3 de kilogramo por HP. Este es un record de peso bajo en equipo de propulsión para finalidades de tracción. Debe llamarse la atención a que la turbina de vapor puede producir suficiente esfuerzo de tracción para el arranque en el servicio ferroviario. El comportamiento de la turbina con transmisión de engranajes se adapta bien, asimismo a los servicios de tracción. Hay amplio esfuerzo de tracción al arranque para utilizar completamente el peso adhesivo y existen también las propiedades para mantener una alta entrega de energía dentro de un amplio margen de velocidad. La máquina fué construída con engranajes elegidos para una velocidad máxima de trabajo de 160 kilómetros por hora.

Locomotora de turbina a vapor con transmisión eléctrica

Las primeras locomotoras a turbina con turbina de vapor y transmisión eléctrica están destinadas a entrar en servicio en el ferrocarril Chesapeake & Ohio dentro de algunos meses. Las calderas serán del tipo corriente. Una turbina montada sobre el marco principal, de 6000 HP y 6000 R.P.M., comandará 2 generadores de corriente continua por medio de reducción sencilla de engranajes. La máquina tendrá 8 motores de tracción suspendidos en los ejes, y la velocidad de marcha será controlada mediante la variación de la velocidad de la turbina y de la excitación del generador, combinación que produce el mejor rendimiento total. Estas locomotoras se usarán en una zona de fuertes pendientes en algunas partes y en donde se exige simultáneamente altas velocidades en otras, o sea, una característica de trabajo que resulta ideal para la transmisión eléctrica.

Locomotora de turbina a gas con transmisión eléctrica

Alguna revista de los desarrollos recientes del equipo motriz ferroviario, no sería completa sin que se hiciera mención al progreso que se ha realizado en la turbina de gas.

Se ha proyectado una máquina de 2000 HP para uso en locomotora, y está actualmente en prueba. Toda la planta de fuerza es de 8 metros de largo y poco más de 1 metro de ancho y de 1.8 mts. de alto. Se obtienen 4000 HP poniendo 2 unidades lado a lado a la misma locomotora, con un pasillo al centro. El compresor, quemadores de petróleo, turbina, caja de engranajes y generador, pesan en total

17.700 kilogramos. Puesto que la turbina de gas no posee torque al arranque, la transmisión eléctrica resulta indispensable. Una locomotora con peso de 220 toneladas métricas y disposición de ruedas 4-8-8-4, puede recibir 4 turbinas a gas de 2000 HP cada una y grupos generadores correspondientes. Esta locomotora produciría 45.000 kilogramos de esfuerzo de tracción al arranque con caja reductora adecuada para el servicio de pasajeros, de velocidad máxima de 190 kilómetros por hora.

Locomotora Diesel eléctrica

La locomotora Diesel eléctrica se ha adoptado extensamente durante la última década. Se ha ampliado bastante su campo de aplicación a medida que se han mejorado, para este propósito, su peso y dimensiones. Estas son las limitaciones impuestas por el motor Diesel, puesto que hay motores de tracción disponibles capaces de aceptar mayores cantidades de energía de la que puede entregar la planta generadora. Este tipo de locomotora es muy adecuado para maniobras y para servicio de trenes colectores y distribuidores en ramales en donde normalmente se necesitan máquinas de 2000 HP o menos.

Parece improbable que las locomotoras con turbinas a vapor o a gas compitan en este campo desde un punto de vista económico.

Se podrían clasificar las locomotoras Diesel eléctricas construídas en los Estados Unidos en tipos de gran y de pequeña capacidad, aún cuando hay algunos que están entre medio de estos dos términos. Se ha construido un total de más de 3500 locomotoras que fluctúan entre 300 a 5400 HP. Se han usado extensamente los tipos de 600 y 1000 HP para maniobras, habiéndose generalizado más tarde el uso del tipo nuevo de 1500 HP. Las unidades individuales de 1500 HP producen en sus distintas combinaciones, 1500, 3000, 4500 y 6000 HP totales.

La locomotora de mayor capacidad para servicio de línea construída hasta el momento, desarrolla 6000 HP al riel.

La unidad sencilla de mayor capacidad entrega aproximadamente 2500 HP al riel con 3000 HP instalados. El ferrocarril de Seaboard Air Line Railway ocupa locomotoras de este tipo con disposición de ruedas 4-8-8-4. El peso total es de 260 toneladas métricas con 186 toneladas métricas sobre ruedas motrices o un peso de 23 toneladas por eje. El peso mínimo por eje de una máquina de esta clase sería de alrededor de 20 toneladas métricas.

Las locomotoras a que se ha hecho mención son representativas de las grandes capacidades que ha sido posible lograr con el relativo alto peso por eje adecuado para trochas normales. Es improbable que los pesos mínimos por eje bajen de 25 toneladas métricas, excepto en el caso de la locomotora del ferrocarril Seaboard Air Line antes citado. Sin embargo, las máquinas Diesel eléctricas producidas por fa-

bricantes de locomotoras de menor capacidad, incluyen muchos tamaños con pesos por eje reducidos.

Se han construído alrededor de 4000 unidades que fluctúan desde 9 a 116 toneladas métricas y desde 86 hasta 500 HP. Hay una nueva locomotora Diesel eléctrica 0-6-6-0 que pesa 60 toneladas métricas y es apta para trochas desde 915 hasta 1210 mm. Todos los ejes son motrices, el peso por eje es de 10 toneladas métricas y las ruedas motrices son de 840 mm. de diámetro. Se pueden usar 2 de estas unidades para lograr un peso de 120 toneladas métricas con 1200 HP instalados.

Se ha desarrollado una locomotora para mayor velocidad con la misma disposición de ruedas y sólo 4 ejes motrices que pesan 82 toneladas métricas, con 54 toneladas métricas sobre ruedas motrices. Es apta para trochas desde 1 hasta 1 2/3 metros con ruedas motrices de 1070 mm. Una locomotora de 2 unidades, 164 toneladas métricas, produciendo 2400 HP al riel con 2600 HP instalados. Ambas locomotoras serían adecuadas para la variedad de condiciones que existen en la América del Sur.

Locomotoras eléctricas a trolley

La abundancia de energía hidráulica y la carencia de carbón y petróleo en algunos países, tiene influencia importante sobre la economía de la electrificación ferroviaria. Es a menudo coincidente la existencia de energía hidráulica con la carencia de combustibles; de allí resulta lógica la electrificación para facilitar las soluciones posibles de los problemas de tracción ferroviaria.

Los ferrocarriles norteamericanos tienen que mejorar continuamente sus servicios para contrarrestar la competencia que les afecta. Las tendencias actuales inciden en mayor peso de trenes y velocidades más altas; los trenes de pasajeros corren normalmente ya a 160 kilómetros por hora, y los de carga a 110 km. por hora.

Lo anterior exige capacidades superiores a las normales ya instaladas al presente.

Se han preparado 2 nuevos diseños para atender las necesidades requeridos. Uno es una locomotora con una disposición de ruedas 4-6-6-4, que, físicamente, no es de dimensiones mayores que las de los diseños actuales y sólo muy poco más pesada. Pero tiene 50 % de mayos capacidad, 7500 HP continuos y 13000 HP máximos.

El segundo diseño, con 8 ejes motrices, producirá el doble de la capacidad de cualquier locomotora existente; 10.000 HP continuos y 17.000 HP máximos. Estas locomotoras se pueden construir para operar con corriente alterna o continua, y han sido proyectadas para hacer frente prácticamente a cualquier combinación de velocidad y peso.

Se han construído locomotoras con 6 ejes motrices y peso de 20 toneladas métricas por eje. Algunas están en trabajo en el ferrocarril

Paulista y otras están en construcción para el ferrocarril Central del Brasil; y los Ferrocarriles del Estado de Chile tienen en consideración la pronta adquisición de máquinas de este tipo.

El ferrocarril Sorocabana tiene en servicio locomotoras de trocha de 1 metro con 6 ejes motrices, 18 toneladas métricas por eje y biseles guiadores. Está realizando 2 ampliaciones de su sistema electrificado, en que se empleará el mismo tipo de locomotora.

Estas locomotoras sudamericanas trabajan con trolleys de 3000 volts corriente continua y sus diseños incluyen los muchos nuevos desarrollos que se han verificado en esta especialidad. Se obtiene una capacidad máxima de 4600 HP continuos en el riel.

Necesidad de equipo motriz moderno

Esta relación ha esbozado los últimos desarrollos en el diseño de locomotoras. El trabajo que se ha realizado comprende una contribución utilísima para el problema de mejoras de los servicios de transporte. Es indispensable reemplazar el equipo anticuado o desgastado para aumentar la capacidad de tráfico y lograr el beneficio de las economías de explotación pertinentes.

Indudablemente, surgirán en un próximo futuro nuevas ideas para facilitar el transporte por ferrocarril, que señalarán nuevos progresos.

RESOLUCION DEL CONGRESO

Se acuerda su publicación como trabajo ilustrativo.

TEMA 10

METODOS PARA MODERNIZAR Y AUMENTAR LA EFICIENCIA DE LAS LOCOMOTORAS EN SERVICIO

AUTOR: *FERROCARRIL SUD DE BUENOS AIRES.*
RELATOR: *Ingeniero JULIO ADER.*

4.

Antes de entrar a analizar los métodos para modernizar la existencia actual de locomotoras, sería conveniente considerar en primer término las razones que darían fundamento a esa modernización.

Si las locomotoras existentes han sido correctamente diseñadas para el trabajo para el cual fueron construídas, aún invirtiendo sumas elevadas de dinero poco es lo que puede hacerse para mejorar su eficiencia, tanto mecánica como térmica, por lo que puede deducirse que se trataría de una inversión improductiva. Por otra parte, podría presentarse el caso de que llegara el momento en que las máquinas viejas no tuvieran suficiente poder para hacer frente a las crecientes necesidades del transporte, pero que, debido a las condiciones imperantes, no conviniera la inversión de capital para la adquisición de nuevo plantel de locomotoras.

Ante tal situación, el Departamento de Mecánica se vería abocado a la necesidad de arbitrar los medios para proveer mayor fuerza motriz. La solución adecuada de este problema consiste en el aumento del tamaño y de la capacidad de la caldera, que si bien no aumentaría apreciablemente la eficiencia de la locomotora desde el doble punto de vista mecánico y térmico, le daría, en cambio, mayor poder de arrastre. De este modo, la eficiencia económica real de la locomotora aumentaría sensiblemente, ya que estaría en condiciones de remolcar trenes de mayor peso.

Si la caldera vieja no estuviera equipada con recalentador, debería acoplársele dicha unidad a fin de proveer vapor a una temperatura que no exceda los 350°C. Temperaturas mayores que la indicada, generalmente resultan contraproducentes para la finalidad que se persigue, pues con frecuencia son la causa de inconvenientes en la lubricación, ocasionando un elevado desgaste de los aros del pistón, con las consiguientes pérdidas de vapor.

La proporción entre la capacidad de la caldera y el tamaño de los cilindros es importante y a veces se puede obtener una mayor eficiencia de la máquina efectuando mejoras en el diseño de estos úl-

timos. Los cilindros deben diseñarse de modo que permitan la expansión de vapor en forma más económica cuando la carga del tren es normal; y en este sentido, los pasajes de vapor amplios, las válvulas de carrera larga o «Poppet», darían un mayor rendimiento. También puede resultar ventajoso aumentar el tamaño de los cilindros; pero deberá cuidarse de que la relación entre la fuerza de tracción de la locomotora y su peso adhesivo se conserven dentro de los límites necesarios, como también que este medio de aumentar el poder de las locomotoras existentes no signifique una carga excesiva sobre los bastidores viejos. Del mismo modo, deberá cuidarse que los ejes y las partes del movimiento alternativo no sean sometidos a fuerzas excesivamente elevadas.

Frecuentemente se ha obtenido un aumento de poder, convirtiendo máquinas «compound» viejas en máquinas de expansión simple. Esta modificación es de costò relativamente bajo, y es de recomendarse cuando el aumento de tráfico obliga a buscar medios para aumentar la fuerza motriz.

Otro método para aumentar la eficiencia de locomotoras viejas consiste en equipararlas con aparatos calentadores de agua, los que bien cuidados, dan excelente resultado, o, en su defecto, puede colocarse a cualquier máquina, a poco costo, inyectores de vapor de escape.

En términos generales, puede decirse que no es aconsejable embarcarse en un plan de grandes modificaciones de las locomotoras viejas, siendo preferible relegarlas a servicios más livianos cuando el aumento del transporte lo haga necesario, y siempre que ello sea posible.

Como es de presumirse, el plan que se ha esbozado contempla las posibilidades de modernización dentro del estado de cosas reinante, pues no es posible establecer de antemano normas adaptables a los múltiples problemas que en adelante puedan presentarse, y que por el momento escapan a toda previsión.

INFORME DEL RELATOR

Se pone de manifiesto en primer término la necesidad de encarar con suma prudencia la modernización de las actuales locomotoras analizando si su diseño corresponde a las necesidades presentes, en cuyo caso toda inversión de dinero para transformarlas es improductiva.

Si su diseño actual ya no corresponde a las exigencias del tráfico y siempre que económicamente no conviniera la inversión de nuevos capitales en la compra de nuevas unidades, entonces sí, deben encararse las modificaciones tendientes a lograr una mayor eficiencia.

En este aspecto y siempre con vistas a las necesidades previsibles, indica el autor normas generales para el incremento de la eficiencia.

Recomienda en primer término el aumento del tamaño y, desde luego, la superficie de calefacción de la caldera con las limitaciones que impongan la trocha y estructura de la vía.

Es indudablemente importante la proporción entre la capacidad de la caldera y el tamaño de los cilindros, tratándose de lograr la menor diferencia posible en los esfuerzos tractivos de caldera y cilindros a las diversas velocidades de operación.

Se aumenta la eficiencia proveyendo amplios pasajes de vapor y la adopción de las válvulas «Poppet», que permiten regulación independiente en los puntos de distribución; se mejora así la presión media en los cilindros. Se puede entonces aprovechar la mayor capacidad expansiva del vapor.

Las limitaciones en el tamaño de los cilindros están condicionadas por otros factores importantes:

a) Límites variables según el servicio de las locomotoras en la relación peso adhesivo: esfuerzo tractivo a las velocidades de demarraje.

b) Limitación del esfuerzo de trabajo de los bastidores, ejes y partes del movimiento alternativo.

Recomienda la adopción del recalentador en todas las locomotoras a vapor saturado estableciendo un límite práctico para la temperatura del vapor.

Sugiere, además, el autor, la adopción de precalentadores del agua de alimentación y de inyectores aspirantes de vapor de escape.

CONCLUSIONES

Me permito recomendar la publicación de este interesante trabajo, pues contiene las normas generales de orden técnico que deben regir toda modernización de locomotoras condicionándolas siempre a los factores económicos, imponiendo por tanto un previo análisis de este último aspecto antes de todo trabajo que pudiera resultar inconveniente.

RESOLUCION DEL CONGRESO

Se acuerda su publicación por contener normas generales de orden técnico tendientes a la modernización de las locomotoras a vapor supeditándolas a factores económicos de estudio previo.

TEMA 10

TEORIA DE CONTRAPESOS DE EQUILIBRIO VERTICAL EN LOCOMOTORAS A VAPOR.

Autor: *Señor LIVIO DANTE PORTA.*
Relator: *Ingeniero FELIX DE MEDINA.*

57.

NOMENCLATURA

Podrá usarse un sistema cualquiera de unidades homogéneas.

α	Angulo de giro del botón respecto al punto muerto que se toma como origen, y en el sentido positivo de rotación.
l	Longitud de la biela motriz entre botones
s	Distancia del botón de manivela al centro de gravedad de la biela.
β	Angulo de inclinación de la biela.
R	Radio de la rueda.
D	Diámetro de la rueda.
r	Radio de la manivela.
y_0	Coordenada y del eje de la rueda.
x.y	Coordenadas.
F	Fuerza sobre el émbolo producida por la presión del vapor.
V	Reacción vertical del riel sobre la rueda, supuesta ésta en el plano del mecanismo. Es igual a la fuerza de inercia con que la biela acciona sobre el eje, por intermedio de su perno.
T	Reacción tangencial de los rieles sobre la periferia de la rueda.
C.D	Como subíndices, se refieren a la cruceta y a la biela respectivamente.
A	Trabajos virtuales de las fuerzas exteriores al sistema.
g	Aceleración de la gravedad.
M_i	Masa de la pieza i.
P.Q	Coordenadas generalizadas de Lagrange; $\frac{Q}{2}$ también carga sobre el gorrón del eje.
E	Energía cinética del sistema.
I_b	Momento de inercia de la biela motriz referido a un eje baricéntrico y normal al plano del movimiento.
P_i	Peso de la pieza i.
t	Tiempo.
$\Phi.\triangle$	Expresiones factores de $dy_0 . d\alpha$ en la expresión de la pág. 199.

$$\lambda = \frac{r}{l},$$

$$\psi = \left(\frac{1}{\lambda^2} - \text{sen}^2\,\alpha\right).$$

$\sqrt{u} = \sqrt{l^2 - y_0^2 - 2\,r\,\text{sen}\,\alpha\,y_0 - r^2\,\text{sen}^2\,\alpha}$

v Velocidad de la locomotora.

M_e Masa del eje.

ς_e Radio de excentricidad del baricentro del eje.

$X\alpha' X_1$ Fuerza con que la rueda derecha o izquierda presiona sobre el riel, o la parte de ella producida por la acción de las bielas motrices.

φ_e Angulo de defasado del baricentro del eje.

φ_K Angulo de defasado del botón K.

Θ_1 Angulo que define la posición del botón principal, al cual se refieren los restantes.

C Fuerza de inercia con que acciona la biela acoplante sobre el botón considerado.

i Distancia entre cilindros interiores.

b Distancia entre planos de rodadura.

a Distancia entre cilindros exteriores.

m Distancia entre los planos baricéntricos de los contrapesos.

ω Fuerza con que la rueda acciona sobre el riel una vez colocados los contrapesos.

$$\omega' = \omega - \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} \omega\, d\,\Theta\,.$$

Λ Fuerza centrífuga del contrapeso ficticio colocado en el plano de rodadura destinado a compensar las irregularidades de las fuerzas de inercia, etc.

μ Angulo de defasamiento respecto del botón principal del dicho contrapeso ficticio.

d i Como subíndices, derecho e izquierdo.

$\ddot{\alpha}$ Velocidad angular.

1. CONSIDERACIONES GENERALES

En las locomotoras de vapor, los órganos que trasmiten la fuerza del vapor a la periferia de las ruedas motrices, están animados de movimientos más o menos complejos durante la marcha de la máquina, y como su masa no es despreciable, nacen fuerzas de inercia capaces de afectar enormemente la marcha del vehículo, por lo que es necesario disminuir en todo lo posible sus efectos. Para eso se disponen masas animadas de movimiento rotativo que se colocan sobre las ruedas motrices, y que se llaman contrapesos.

La complejidad del movimiento del mecanismo, hace que sea imposible —lo probaremos luego— anular esos efectos perturbadores, por lo que desde ya definimos cuál es el objetivo que se persigue: hacer mínima la amplitud de las oscilaciones de la locomotora, y hacer que la presión de las ruedas motoras sobre el camino (rieles, durmientes, balasto) sea lo más regular posible, en lo que esta regularidad dependa de causas controlables mediante contrapesos. Es así que el presente trabajo

ha sido titulado «Teoría de contrapesos de equilibrio vertical en locomotoras de vapor».

Cabe pensar que esta regularidad tiene una gran importancia en la conservación de la alineación de la vía, ya que ésta pareciera depender más de este factor, que de la magnitud de las cargas estáticas que produce el impacto (hammer blow) en las tensiones de los rieles, la conservación de la alineación de la vía y en los puentes. Se ha señalado que ésta es una seria desventaja de la tracción a vapor frente a los otros tipos, el hecho de que, por ser vehículo más pesado, y sus fuerzas de impacto relativamente grandes, es el más duro y caro en lo que se refiere a los costos de primer capital y conservación del camino.

El presente trabajo es un estudio del problema considerado en su unidad de conjunto. No pretende ser exaustivo, ni dar una solución definitiva. Pero, en cambio, presenta una solución que nos parece útil, por la sencilla razón de que aprovecha de la mecánica racional en forma pura, virgen de toda intuición peligrosa, para encontrar los valores numéricos de las incógnitas. Al final, se insinúa una forma de llevar a la práctica y realizar en forma concreta los elementos que se hayan calculado.

En la ordenación de la exposición, hemos preferido poner a manera de apéndice las demostraciones que, por lo largas y fatigosas, hacen perder la continuidad en el pensamiento central. Hemos desarrollado más o menos paralelamente a la teoría un ejemplo que nos ha parecido típico, ya con el fin de ilustrar, ya con el fin de formar conciencia del orden de magnitud de los elementos en juego, ya con el fin de hacer más sencilla la expresión.

2. REVISTA HISTORICA

Definimos con la palabra «equilibrado» («balancing», «équilibrage»), el conjunto de disposiciones que se adaptan para conseguir la máxima regularidad de la acción de las ruedas motrices sobre el camino, y hacer mínimas las oscilaciones de la locomotora.

Supondremos que la locomotora rueda sobre una vía perfecta, deformable o no según se diga, en régimen de velocidad constante, en horizontal y recta. No se consideran los rozamientos en los gorrones, etc. Se admite simetría de construcción respecto de un plano vertical longitudinal, y que las únicas fuerzas que desvían la máquina de un movimiento traslatorio puro son las que iremos considerando en nuestro estudio.

Desde los primeros tiempos de la tracción a vapor surgió la necesidad de equilibrar las piezas del mecanismo. Varios fueron quienes trataron el asunto, pero los métodos hoy en uso se conocen unidos a los nombres de Le Chatelier en Francia y Clark en Inglaterra. El método de Le Chatelier–Clark, que data de 1849, se ha hecho práctica universal, excepto en los Estados Unidos. Allí, hasta hace poco, se ha seguido el equilibrado que solamente contempla las fuerzas, pero no los pares, equilibrado que se conoce en inglés por «simple balancing», y que se opone al método europeo de Le Chatelier–Clark por el hecho de que éste considera no sólo el equilibrado de las fuerzas de inercia, sino también los pares a que dan lugar esas fuerzas por actuar en dis-

tintos planos; y que se conoce en inglés con la expresión «cross-balance». Sin embargo en ese país las cosas han ido cambiando poco a poco. El aumento de la velocidad de los trenes ha significado una mayor velocidad rotacional de las ruedas motrices de las locomotoras destinadas a remolcarlos. Han aparecido locomotoras de carga de mayor potencia y tamaño, que circulan ordinariamente a velocidades del orden de los 110 km/h (70 mph) y aun a 130 km/h (80 mph); y debido al aumento general de la velocidad media de los trenes de toda clase, muchas locomotoras están trabajando a velocidades para las que no fueron proyectadas. Resultado de esta situación es que las fuerzas de impacto, que crecen con el cuadrado de la velocidad, han llegado a valores inadmisibles para la buena conservación del camino, y así han ido apareciendo una serie de tropiezos cada vez más graves. Puede constatarse, sin embargo, que la mayoría de las locomotoras construídas en los últimos años, hacen uso del «cross-balance» con los consiguientes beneficios que proporciona una mayor regularidad en las fuerzas con que las ruedas motrices accionan sobre la vía. A decir verdad, no nos explicamos por qué no se ha adoptado desde un principio el «cross-balance», ya que los costos de construcción son exactamente los mismos.

Sin embargo, a pesar de ser reconocidamente mejor que el «simple balance», el método de Le Chatelier-Clark deja que desear, pues no considera la componente vertical que se produce por efecto de la angularidad de la biela motriz. Además se hace la sustitución de la masa de la biela por otras dos cuya suma sea equivalente, una colocada en el botón de cruceta y otra en el de manivela, sustitución que, se ha demostrado, no es exacta, sino groseramente aproximada.

En cuanto al hacer mínima las oscilaciones, especialmente las que provienen de la inercia de las masas alternativas, la situación es peor, pues, en lo único en que todo el mundo está de acuerdo, es en que esas fuerzas deben equilibrarse. Sin embargo, parece imponerse en tiempos recientes, la eliminación total del equilibrado para las masas alternativas («reciprocating balance») y es precisamente en base a esta proposición que desarrollaremos nuestra teoría.

3. EJEMPLO TIPO

Hemos preferido un ejemplo que diremos «fabricado» antes que elegir uno real, pues así nos es dado presentar un caso más «difícil», aunque sin por eso alejarse mucho de la realidad. Hemos elegido una locomotora que consideramos típica en servicio de expresos de gran velocidad: la «Coronation» del L.M.S. (London, Midland & Scotish Ry, Inglaterra). Hemos supuesto que la locomotora es de dos cilindros de igual volumen que aquélla, donde la relación entre las masas y los cuadrados de los diámetros de los cilindros se mantenía constante. En cuanto al radio de giro de la biela, que es un dato de determinación experimental una vez construída la misma, lo hemos tomado arbitrariamente en un valor que nos ha parecido aceptable. Como todos nuestros cálculos se refieren a condiciones medias de marcha, es decir aquéllas que por ser las más probables son las que más interesan, hemos supuesto que la velocidad vale 145 km/h (90,1 mph) y que la potencia indicada debía estar alrededor de los 2200 HP indicados, valores que son ordinarios en el servicio de las «Coronation» en el ferrocarril citado.

Así hemos construído nuestro diagrama de indicador para satisfacer a la potencia requerida, correspondiendo a una admisión nominal de aproximadamente 15 % – 18 %. La potencia indicada a que corresponde es de 2330 HP (Fig. 1). También hemos aumentado en algo la distancia entre ejes de cilindros con respecto al prototipo, pues se supone que la mayor dimensión de aquéllos exige gorrones de mayor tamaño.

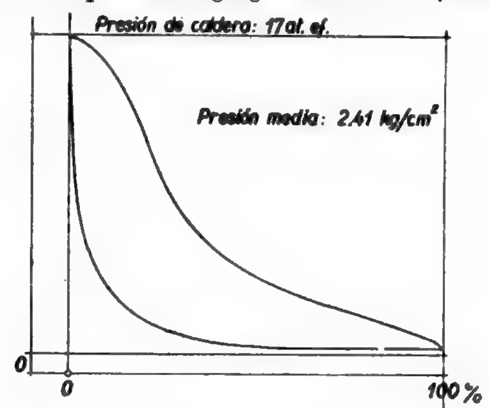


FIG. 1

DIAGRAMA DE INDICADOR.

Hechas estas consideraciones, la locomotora que nos sirve como ejemplo tiene las siguientes características:

Tipo	4–6–2
Servicio	Expresos de gran velocidad.
Potencia máxima normal (estimada)	2700 HP ind.
Potencia media de marcha (usada en los cálculos)	2330 HP ind.
Presión de caldera, en condiciones medias de marcha	17 at. ef.
Cilindros	$2\times0{,}60\times0{,}70$ (23''61×27''59)
Diámetro de las ruedas motrices	2,000 m
Inclinación de los cilindros	$1:16\frac{2}{3}$
tg δ	$\operatorname{tg}\delta = -0{,}06$
Radio de manivela	$r = 0{,}35$ m
Longitud de la biela motriz	$l = 3{,}30$ m
Relación	$\lambda = \frac{r}{l} = 0{,}106$
Distancia del baricento de la biela motriz al botón de la manivela	$s = 1{,}55$ m
Radio de giro, referido a un eje que pasa por el botón de cruceta	2,25 m
Peso de la biela motriz	$P_B = 332$ kg.
Peso de las masas solidarias a la cruceta	$P_C = 451$ kg.
Distancia entre ejes de cilindros	$a = 2{,}10$ m

Distancia entre planos de rodadura .... $b = 1{,}50$ m
Momento de inercia de la biela motriz respecto de un eje baricéntrico normal al plano del movimiento .... $I_B = 67{,}69$ kgs² m

En marcha adelante, que es la aquí considerada, el botón izquierdo está retrasado de 90° respecto del derecho; $\varphi_4 = 270°$.

4. CONDICIONES DE EQUILIBRIO DEL EJE

Convenimos en fijar la posición del eje en su rotación con el ángulo Θ formado por la semirrecta horizontal que parte del centro del eje en sentido opuesto al cilindro, coincidiendo con su eje, y la que parte del mismo origen y pasa por el botón que está más a la derecha (Fig. 2). Numeramos los cilindros de derecha a izquierda del 1 al 4 (Fig. 3), aplicando el subíndice que convenga a la expresión, fórmula, vector, etc., que se refiera al cilindro en cuestión. Tomamos como sentido positivo de rotación el de marcha adelante, es decir que si se supone a la locomotora con la chimenea hacia la izquierda, el contrario al de las agujas del reloj. El ángulo δ que define la inclinación del eje de los cilindros con respecto a la horizontal, se lo toma *positivo hacia abajo*, es decir que como todas las locomotoras tienen los cilindros horizontales o inclinados hacia arriba, resultará δ negativo, tg δ positiva, sen δ negativo, cos δ positivo, cosa que habrá de tenerse muy en cuenta al hacer los cálculos, pues altera el signo de algunas expresiones.

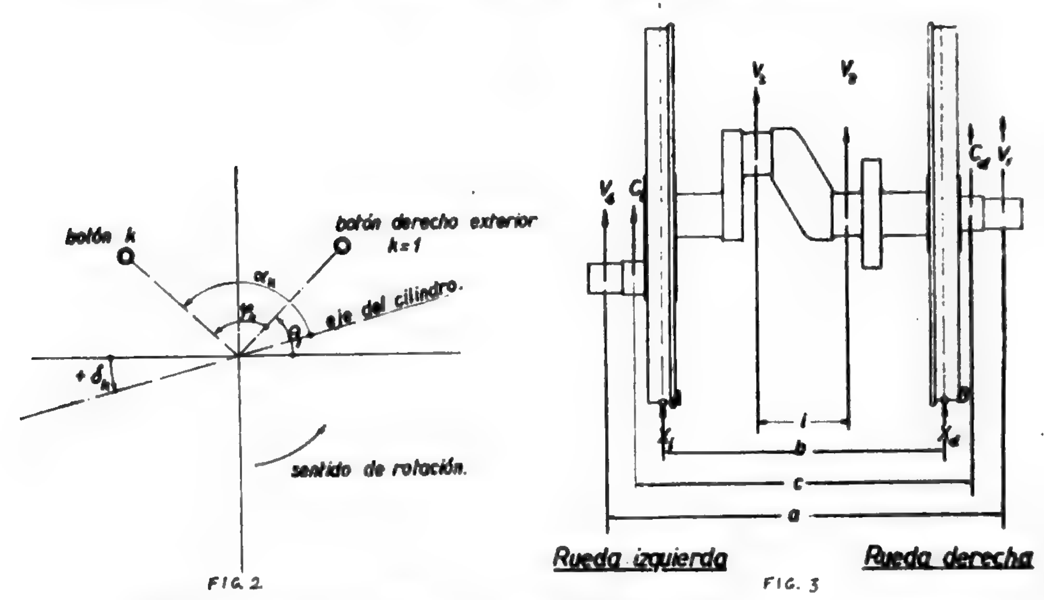


FIG. 2 FIG. 3

Se verificará, pues (Fig. 2), para el cilindro R

$$\Theta_1 + \varphi_R = \alpha_R + \delta_R$$

En el apéndice primero se ha estudiado el movimiento de la biela motriz, habiéndose llegado a la expresión que da la componente vertical V con que la biela motriz actúa sobre el eje, en función de α.

Sean, pues, $V_1 \ldots V_4$ las componentes verticales que ejercen las bielas motrices correspondientes a los cilindros 1, . . 4. Las bielas acoplantes al moverse con movimiento circular puro, dan lugar a fuerzas que valen:

$$C_d = \frac{P_{cd}}{g} \operatorname{sen} \Theta \, \tilde{\omega}^2 \, r_1 \qquad ; \qquad C_1 = \frac{P_{ci}}{g} \operatorname{sen} (\Theta_s + \omega_4) \, \tilde{\omega}^2 \, r_4$$

La masa rígida que hemos llamado eje, y que está formada por el eje propiamente dicho (cigüeñal), las ruedas y los gorrones, da lugar en su movimiento rotatorio puro, a una fuerza P y un momento J_e que calcularemos luego, y que son funciones del ángulo Θ.

Todas estas fuerzas y pares se equilibrarán con las reacciones X_d y X_i de los rieles sobre la llanta de las ruedas, y para encontralas aplicaremos el teorema que dice que la suma de los momentos con respecto a un punto de las fuerzas exteriores, así como de los partes exteriores a un cuerpo en equilibrio, es cero. Tomando momentos respecto al punto A (Fig. 3) y recordando que tanto V como C, P y J_e, son funciones del ángulo Θ, se tendrá:

$$V_4\left(\frac{a}{2} - \frac{b}{2}\right) + \underline{C_i\left(\frac{c}{2} - \frac{b}{2}\right)} - V_3\left(\frac{b}{2} - \frac{i}{2}\right) - V_2\left(\frac{b}{2} + \frac{i}{2}\right) -$$

$$- \underline{C_i\left(\frac{b}{2} + \frac{c}{2}\right)} - V_1\left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2}\right) - P\underline{\frac{b}{2}} - \underline{J_e} - X_d = 0$$

de donde la reacción del riel sobre la rueda derecha es:

$$X_d = \tfrac{1}{2}V_4\left(\frac{a}{b} - 1\right) + \underline{\tfrac{1}{2}C_i\left(\frac{c}{b} - 1\right)} - \tfrac{1}{2}V_3\left(1 - \frac{i}{b}\right) - \tfrac{1}{2}V_2\left(1 + \frac{i}{b}\right) -$$

$$- \tfrac{1}{2}C_d\left(1 + \frac{c}{b}\right) - \tfrac{1}{2}V_1\left(\frac{a}{b} + 1\right) - \underline{\frac{P}{2}} - \underline{\frac{J_e}{b}} + \tfrac{1}{2}Q$$

y análogamente para la rueda izquierda:

$$X_i = - \tfrac{1}{2}V_4\left(\frac{a}{b} + 1\right) - \underline{\tfrac{1}{2}C_i\left(\frac{c}{b} + 1\right)} - \tfrac{1}{2}V_3\left(\frac{i}{b} + 1\right) - \frac{V_2}{2}\left(1 - \frac{i}{b}\right) +$$

$$+ \underline{\tfrac{1}{2}C_d\left(\frac{c}{b} - 1\right)} + \tfrac{1}{2}V_4\left(\frac{a}{b} - 1\right) - \underline{\frac{P}{2}} + \underline{\frac{J_e}{b}} + \tfrac{1}{2}Q$$

En la Fig. 3 hemos definido algunos elementos geométricos que interesan, y notemos que la distancia c no se refiere a los centros de los gorrones, sino a la que media entre los centros de gravedad de las bielas acoplantes de uno y otro costado, que a veces no suele coincidir con aquélla por estar colocado el cuerpo de la biela con un cierto desplazamiento lateral respecto al centro de su gorrón («offset roads»).

Para equilibrar el eje, y así llamamos la masa constituída por las ruedas, el eje propiamente dicho, los botones y contrapesos fundidos si los hubiera, daremos un método que se basa en el conocimiento de cinco momentos de inercia, fáciles de hallar experimentalmente por el método

de las oscilaciones. Cabe notar aquí que esto es general aun para aquellos ejes que tengan contrapesos fundidos en las ruedas, ya que al sumarse geométricamente todos los vectores que representan cada uno de los contrapesos parciales que habremos calculado, la resultante, en general representará un pequeño contrapeso fácil de realizar con plomo o con masas adicionales. Vaya la observación para quienes prefieren contrapesos fundidos en la misma rueda, y para cuando se quieran aplicar estos métodos a la corrección de máquinas ya construídas en esa forma.

Consideremos al eje como un sólido rotando alrededor de un eje fijo en el espacio, que llamaremos x. Tracemos dos ejes ortogonales $y.z$ de manera que el plano que determinan pase por el baricentro, cuya determinación experimental es sencilla. Consideremos un elemento de masa y la fuerza centrífuga que origina: $dM\,\ddot{\alpha}^2\,\varsigma_{dM}$ y sus componentes en los planos yz, zx (Fig. 8): $dM\,y\,\ddot{\alpha}^2$, $dM\,z\,\ddot{\alpha}^2$. Como todas las fuerzas son radiales en el plano de rotación, no habrá momento de

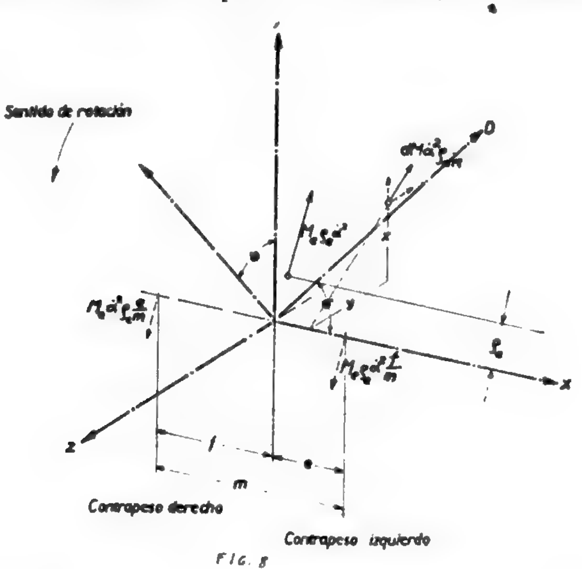


FIG. 8

rotación en el plano yz. Por lo tanto, podemos trasladar las fuerzas a los planos xy, zx. Sobre estos mismos planos las trasladamos a las proyecciones del baricentro, equilibramos la resultante que vale $M_e\,\ddot{\alpha}^2\,\varsigma_e$, con dos contrapesos opuestos en el mismo plano del radio ς_e y cuyas dimensiones calculamos según la ley de la palanca.

Los momentos deben ser equilibrados con dos masas iguales, una en cada rueda, y en el plano respectivo de manera de hacer cero la suma. Para los planos correspondientes:

$$\int x\,y\,\ddot{\alpha}^2\,dM = \ddot{\alpha}^2\,J_{xy} \quad ; \quad \int z\,x\,\ddot{\alpha}^2 dM = \ddot{\alpha}^2\,J_{zx}$$

Para encontrar estos momentos de inercia centrífugos J_{xy}, J_{zx} podemos, conociendo ciertos momentos de inercia cuya determinación experimental es inmediata por el método de las oscilaciones, encontrarlos mediante las siguientes relaciones:

$$J_{yz} = \frac{J_y \cos^2 \nu + J_z \operatorname{sen}^2 \nu - J_B}{\operatorname{sen} 2\,\upsilon} \quad ; \quad J_{xy} = \frac{J_x \cos^2 \sigma + J_y \operatorname{sen}^2 \sigma - J_D}{\operatorname{sen} 2\,\sigma}$$

Los ejes x, y, z, B, D, son arbitrarios todos, pero cumpliendo solamente las condiciones de que x coincida con el eje de rotación; x y z sean ortogonales; B esté en el plano y z; y D en el plano x y. Los ángulos $\upsilon . \sigma$ quedan arbitrarios, pero en general es aconsejable tomarlos cercanos a 45°.

El cálculo de los contrapesos que corresponden a los términos subrayados en la fórmula de la página 183, y que son términos que dan componentes sinusoidales, es inmediato por las simples reglas de la estática, y no hay por qué detallarlo aquí.

Calculados ahora todos los contrapesos parciales que equilibrarán cada una de las fuerzas perturbatrices, es necesario sustituirlos por uno resultante de todos ellos, que se encuentra fácilmente porque es la suma geométrica de los vectores representativos de las fuerzas de los contrapesos parciales. De esta suma, la posición del vector resultante nos dará el ángulo de defasamiento de su baricentro respecto del botón que se toma como origen, y el módulo, en una cierta escala definirá el producto $M\varsigma_m$, de donde es inmediato el cálculo de la masa. Tres son, pues, las condiciones que debe satisfacer el contrapeso real que hemos calculado: 1.°) que su baricentro quede a una distancia igual a m del plano longitudinal central del eje; 2.°) que su masa responda al producto $M\varsigma_m$; 3.°) que su baricentro esté defasado del ángulo calculado respecto del botón origen.

5. CRITERIO CON QUE SE MIDE LA REGULARIDAD DE LA ACCION DE LAS RUEDAS MOTRICES SOBRE EL RIEL

Habíamos ya calculado las fuerzas de reacción que debe aplicar el riel a cada rueda para que el eje se mantenga en equilibrio en movimiento rotatorio puro. Hemos considerado todos los elementos que interesan a los efectos de calcular los contrapesos, pero aun nos falta ver con que criterio definimos los mismos, al querer cumplir con nuestro primer propósito de hacer mínima la irregularidad de las fuerzas obrantes sobre los rieles.

La colocación de esas masas en las ruedas nos darán componentes verticales en el plano del riel, que sumadas con las X, dará que las resultantes ω tengan valores admisibles y que sean lo más regulares posibles en toda la rotación de las ruedas.

Al hablar de regularidad, la parte constante de esas fuerzas no interesa, por lo que si restamos a ω su valor medio entre $\Theta = 0°$ y $360°$, tendremos ω' que nos da la fuerza que constituye lo que llamamos impacto, excluyendo de la definición las otras acciones que también caen bajo la denominación de impacto en el sentido común de la palabra. Para disminuir los efectos nocivos que sobre los puentes y la vía tiene la irregularidad de la ω', debemos hacer que esta se acerque a la media en todo lo posible, y al definir la manera en que este acercamiento se verifica, se darán las condiciones necesarias para calcular los contrapesos.

Analicemos los efectos de la irregularidad de la ω' sobre el camino. En primer lugar, todo aumento sobre la media implica que las tensiones de flexión de los rieles sufre un aumento que, notemos, guarda una relación más o menos directa con la magnitud de aquél, pero que no puede afirmarse le sea proporcional, como lo veremos luego. En segundo lugar, esta irregularidad hace que el riel tenga un movimiento de arriba a abajo que se superpone al producido por la sola aplicación de la $\frac{1}{2\pi}\int_{0}^{2\pi} \omega \, d\Theta$, y que es un factor importante en el desarreglo de la alineación de la vía. En efecto, si suponemos sobre ésta un vehículo, por pesado que sea este, aquélla mantendrá su alineación por tiempo indefinido. Pero si hacemos pasar una serie de vehículos más livianos que el que recién hemos considerado, es experiencia de cada día que la vía se desarregla. Parecería que los factores determinantes de ese desarreglo serían el número de aplicaciones de las cargas (número de ejes que pasa por un punto dado) y su intensidad. Esto último se comprende fácilmente si se considera que un eje de 30 toneladas produce más efecto que uno de 15.

Otra manera de definir el, o los, elementos determinantes en la conservación de la alineación de la vía, podría ser la suma de los desplazamientos en sentido vertical, considerados siempre positivos (tanto que el riel ascienda o descienda), del punto de contacto considerado en la superficie de rodamiento. El criterio anterior queda comprendido dentro de este, por cuanto la intensidad de las cargas se reflejará en la proporcionalidad de las deflexiones bajo las mismas, y su número por el efecto aditivo de las sucesivas aplicaciones.

Esta forma de medir los factores que determinan el desarreglo de la vía, podría por extensión y analogía, ser el criterio con que midiéramos la irregularidad de la ω, o lo que es lo mismo, de la ω'.

Universalmente se ha tomado como medida de esta irregularidad, el apartamiento máximo respecto de la media. Es un criterio que sin carecer por completo de significación, es muy vulnerable desde el punto de vista de la mecánica. En efecto, hemos visto antes que no era la intensidad de la fuerza el único factor determinante en el desarreglo del camino. Tampoco, lo veremos fácilmente, las sobretensiones de impacto en los rieles son proporcionales a las fuerzas, sino que lo son a las deformaciones que esas fuerzas de impacto producen.

Si, suponemos que por efecto de la irregularidad, la fuerza ω' tomara un valor muy grande, pero que durara un tiempo muy corto, es evidente que la sobretensión de impacto no es proporcional al valor que determina el máximo de la fuerza, pues como ésta dura poco, por el efecto de inercia de la masa del eje y de las partes del camino que puedan considerarse solidarias a la rueda, la deformación, y por lo tanto la sobretensión que le es proporcional, no alcanza un valor muy grande.

Es cierto que aquí, por carecerse de una solución matemática exacta, estamos en el terreno de lo arbitrario, acercándonos a la realidad que no conocemos con el auxilio de intuiciones un tanto discutibles, pero que a falta de otro medio, son recurso obligado para no obrar al azar. Si bien no es posible establecer en cuánto una hipótesis se acerca a la realidad desconocida, por lo mismo que esta es desconocida, en cambio

es posible decir por comparación cuál de ellas es más perfecta. Criterio por criterio, nos parece más racional el que presentamos que el del máximo valor de la irregularidad, que es el universalmente seguido. Es probable que los resultados, en sus consecuencias, no difieran mucho en uno u otro caso, pero lo cierto es que con nuestra manera de considerar las cosas damos una forma de comparar numéricamente dos vehículos cualquiera (con factor impacto del tipo irregularidad propia), sin por eso dejarnos encandilar con los números cuya significación real es sólo comparativa.

Para calcular nuestros contrapesos de acuerdo al criterio expuesto. es necesario que este se traduzca en condiciones matemáticas precisas y concretas. Si tuviéramos la expresión exacta del desplazamiento vertical del riel bajo las cargas móviles variables, bastaría con poner la condición de recorrido mínimo para tener las condiciones a las cuales se debe ajustar la sinusoide representativa de las fuerzas de acción de los contrapesos. Como no tenemos esa expresión exacta, recurriremos a simplificaciones.

Consideremos a la locomotora desplazándose a la velocidad de régimen y al observador con ella. Por efecto de fuerzas de distinta naturaleza el eje motriz en consideración no se desplazará sobre una horizontal, y el observador lo verá oscilar alrededor de su posición media en sentido vertical. Esta oscilación puede considerársela, en razón de la linearidad de las deflexiones en función del esfuerzo, como la suma de dos oscilaciones: una forzada provocada por la fuerza periódica, y otra resultado de todas las fuerzas restantes: las provocadas por las desigualdades de la vía, las derivadas de la acción de ejes anteriores o posteriores, del amortiguamiento, etc. Al superponerse esas dos oscilaciones habrá seguramente momentos en que sus efectos se compensan, al menos en parte, pero también los habrá en que se sumen. La vía es necesario proyectarla para estos máximos efectos, ya que esta condición desfavorable es probable que no se limite a un punto sino cuando menos a una longitud relativamente grande, como puede ser el camino recorrido por una vuelta de rueda. Como no podemos hacer nada respecto al tópico que estamos tratando, para atenuar la segunda oscilación, sólo cabe reducir la primera, cuya ecuación diferencial es: $Mx - \omega' = 0$.

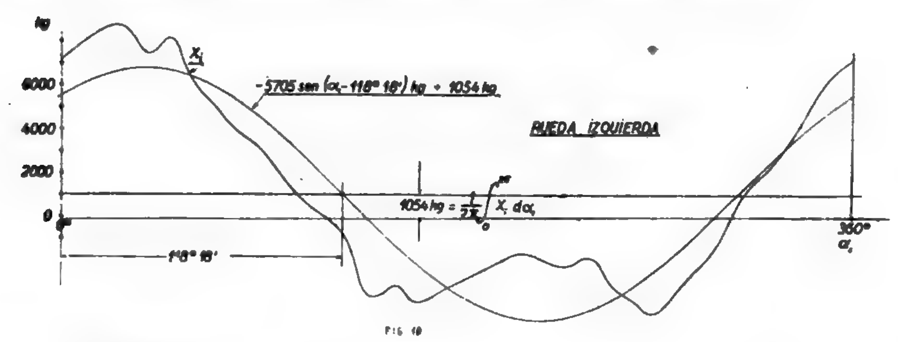
Como nos interesan solamente los extremantes y no precisamente los valores concretos, podemos hacer a menos de la constante de proporcionalidad (masa que oscila reducida a un punto material que se mueve con la rueda) y sustituirla por la que nos sea más cómoda para el cálculo. Asimismo cabe recordar que trabajar con los ángulos Θ o α equivale a trabajar con la variable tiempo, desde que se da la constante de proporcionalidad (determinada por la velocidad de régimen, el diámetro de la rueda, y la escala del dibujo).

Calculemos los contrapesos de manera de hacer mínima la irregularidad de la ω' (que equivale a regularizar ω), se traduzca de manera que los desplazamientos hacia arriba y hacia abajo (considerados siempre positivos) de la masa reducida que se mueve con la rueda, sean mínimos. Veamos cómo podemos llegar a calcular los parámetros que los definen de manera de satisfacer la condición impuesta.

Por la razón apuntada anteriormente (la constante de proporcionalidad que no interesa), dar las fuerzas equivale a dar aceleraciones.

Como sólo nos interesa la variación de las fuerzas, las referimos a su media en un período, y por una doble integración pasaremos de la curva de aceleraciones a la curva de los espacios, recordando que la velocidad vertical media en un período debe ser cero, lo que nos da la condición de límite.

Si imponemos a la curva de las velocidades la condición de que el área encerrada entre esta y el eje de las abscisas sea un mínimo, esta condición se traducirá en la curva de los espacios, en que el camino total recorrido, considerado siempre positivo, sea un mínimo.



Se tiene que:

$$\int_0^{2\pi} d\Theta \left| \int_0^{\Theta} \omega' \, d\Theta \right| = \text{mínimo} = \int_0^{2\pi} d\Theta \left| \int_0^{\Theta} [(X - \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} X d\Theta) d\Theta - \right.$$

$$- \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} (X - \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} X d\Theta] d\Theta - \int_0^{\Theta} \Lambda \text{ sen } (\Theta + \mu - \delta_1) \, d\Theta$$

en ecuaciones dimensionales donde Λ sen $(\Theta + \mu - \delta_1)$ es la componente vertical de la fuerza centrífuga del contrapeso ficticio colocado en el plano de la rueda, y del cual queremos encontrar Λ μ para luego producir esas fuerzas con contrapesos reales, que en general no estarán en el plano de rodadura. La condición de mínimo es que el área encerrada entre las dos curvas:

$$\int_0^{\Theta} [(X - \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} X d\Theta) d\Theta - \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} (X - \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} X d\Theta)] d\Theta$$

y

$$\int_0^{\Theta} \Lambda \text{ sen } (\Theta + \mu - \delta_1) \, d\Theta$$

sea mínima.

Como resolveremos el problema en forma gráfica, y ya refiriéndonos al ejemplo que tratamos, esto equivale a decir (Fig. 5) que queremos hacer mínima el área entre las curvas

$$\int_0^{\Theta} (X_d - 1054) d\Theta \quad ; \quad - \lambda \cos (\Theta + \mu_1 - \delta_1)$$

Por comodidad hemos trabajado con $\alpha_1 = \Theta - \delta_1$ en lugar de Θ, o sea que se ha desplazado el origen. Se verifica que $d\Theta = d\alpha_1$. Aquí X λ se expresan en milímetros, μ en grados, y debemos encontrar los parámetros μ λ que cumplan la condición de mínimo impuesta, para después pasar a Λ por la operación inversa, ya que μ queda como tal.

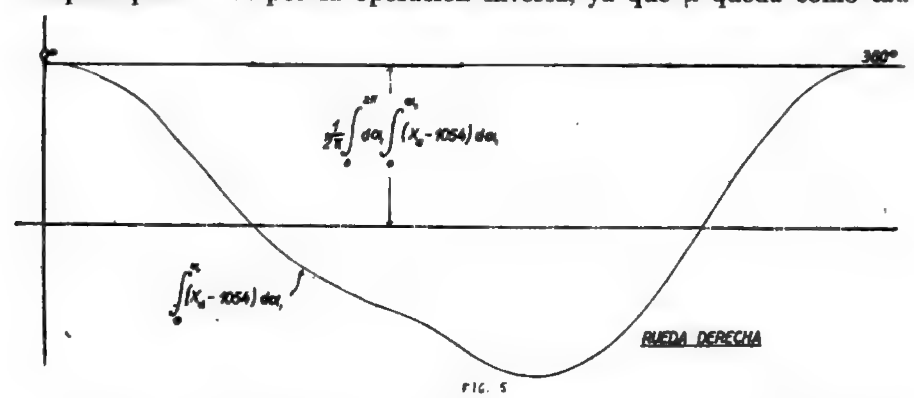
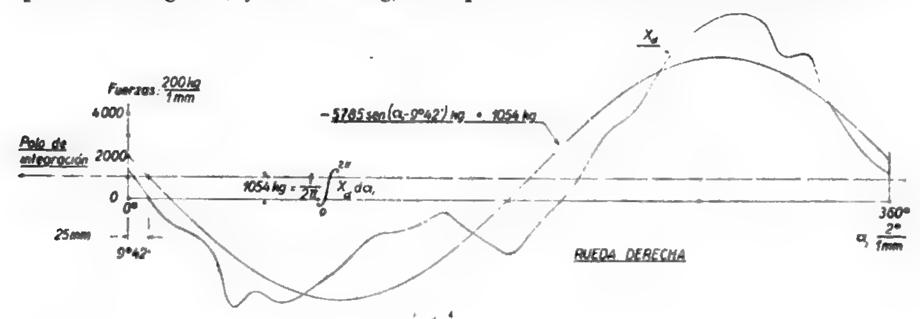


FIG. 5

Una vez calculada la X de la rueda que se considera (en nuestro caso nos referiremos a la rueda derecha del ejemplo), donde no hemos tenido en cuenta los elementos subrayados en la expresión que da (ya que su cálculo es más inmediato de otra forma), dibujamos en una escala conveniente (Fig. 4), que en nuestro caso hemos adoptado 2°/1 mm para los ángulos, y de 200 kg/mm para las fuerzas, los valores así cal-



culados. Como nos interesa tomar como nuevo eje de abscisas la media $\frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} X d\Theta$, hemos hecho a menos de los términos subrayados en la misma expresión, de manera que la X que hemos dibujado no es precisamente la fuerza con que la rueda acciona sobre el riel sin contar el efecto de los contrapesos, sino la parte de esta que nos interesa en cuanto a la irregularidad.

Con el nuevo eje de abscisas cuya ordenada respecto del anterior vale

$$y = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} X d\Theta = 1054 \text{ Kg.}$$

tomando una distancia polar cualquiera —25 mm en nuestro caso— integramos gráficamente por los procedimientos conocidos, y así obtenemos, en una escala que no interesa, la curva de las velocidades verticales (Fig. 5). Al hacer esta segunda integración, nótese que el final de la curva integral debe coincidir con la recta $y = 0$, ya que habíamos tomado como eje de abscisas precisamente la media. El error propio del procedimiento gráfico es conveniente prorratearlo a lo largo de toda la curva.

6. CALCULO GRAFICO DE λ μ

Hemos desarrollado un procedimiento gráfico cuya teoría general hemos expuesto en Mathematicae Notae, Vol. IV, pág. 227, Boletín del Instituto de Matemáticas de la Facultad de Ciencias Matemáticas de la Universidad Nacional del Litoral, Argentina, donde remitimos al lector para la justificación rigurosa del mismo, ya que aquí sólo exponemos el procedimiento en la forma práctica de llevarlo a cabo.

Siguiendo la explicación para la rueda derecha de la locomotora

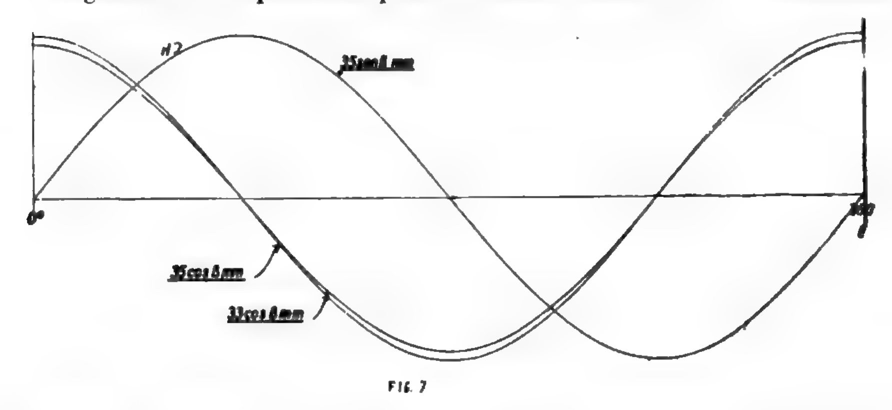


FIG. 7

que hemos tomado de ejemplo, en las figuras hemos elegido como escala para los ángulos 2°/mm, y para las fuerzas 200 kg/mm. En un papel transparente (Fig. 7) dibujamos dos cosinusoides de la forma

$$y_{mm} = \lambda \cos \Theta_{mm}$$

en que determinamos a sentimiento los parámetros λ que suponemos próximos a la solución.

Hemos representado las definidas por las ecuaciones (las ordenadas y están medidas en mm): $y = 35 \cos \beta$ mm ; $y = 33 \cos \beta$ mm. También hemos dibujado la sinusoide de ecuación $y = 35 \operatorname{sen} \beta$ mm, donde por comodidad hemos elegido 35 como parámetro que define su amplitud, aunque pudiera ser cualquiera.

Aplicando el papel transparente en distintas falsas posiciones, que para nuestro cálculo hemos elegido $\mu = -5°$, $\lambda = -10°$, de manera de hacer coincidir las rectas $y = 0$, y que la ordenada 0° del transparente se superponga a la ordenada 5° del dibujo ($\mu = -5°$), se miden las ordenadas y de los puntos de intersección de la curva

$\int_0^{\alpha_1} (X_d - 1054) d\alpha_1$ con las cosinusoides del transparente. Proyectando verticalmente estas intersecciones sobre la sinusoide H, medimos también las odenadas H determinadas sobre ella por las proyectantes y construimos la tabla siguiente:

Cosinusoide (μ —5°, λ 35)

y =	+35,0	— 7,7	—32,0	+25,0	+35,0
H =	0	+34,0	—14,0	— 24,5	0

Cosinusoide (μ —5°, λ 33)

y =	+25,5	— 8,0	—31,5	+19,5	+25,5
H =	+22,5	+34,0	—10,0	—28,5	+22,5

Nótese que se ha elegido como número inicial de la tabla el que corresponde a la intersección en que la curva $\int_0^{\alpha_1} (X_d - 1054)\, d\Theta$ corta a la otra pasando de arriba hacia abajo. Igualmente habría podido elegirse de modo contrario, pero una vez fijada esta convención deberá seguirse siempre en la construcción de las sucesivas tablas. También en razón de la periodicidad las ordenadas de la primera intersección se repiten como últimas.

Se escriben luego las diferencias entre cada uno de los números y el que le sigue en la línea. Se tiene así, para cada conjunto de intersecciones cuya representación simbólica ya no necesita explicación:

(—5°; 35)	y	+42,7	+24,3	—57,0	—10,0
	H	—34,0	+48,0	+10,5	—24,5
(—5°; 33)	y	+33,5	+23,5	—51,0	— 6,0
	H	—11,5	+44,0	+18,5	—51,0

Cambiando los signos sobre la línea a cada término de lugar par y sumando algebraicamente, se tienen los números siguientes, cuya representación simbólica se explica por sí misma:

(—5°; 35; y) = —28,6 (punto 1, Fig. 6)
(—5°; 35; H) = —47,0 (» 5, »)
(—5°; 33; y) = —35,0 (» 3, »)
(—5°; 33; H) = +14,0 (» 6, »)

Efectuando todas las operaciones anteriormente explicadas, pero superponiendo la ordenada del transparente a la 10° del dibujo, obtenemos:

μ = —10°, λ = 35

y =	+35,0	—10,0	—32,0	+10,5	+35,0
H =	0	+33,5	—14,5	—33,5	0

μ = —10°, λ = 33

y =	+31,0	—10,0	—31,5	+ 8,5	+31,0
H =	+11,5	+33,0	—11,0	—33,5	+11,5

Hechas las diferencias, los cambios de signos en las columnas de lugar par y la suma algebraica:

(—10°; 35; y) = + 5,0 (punto 2, Fig. 6)
(—10°; 35; H) = —29,0 (» 7, »)
(—10°; 33; y) = + 2,0 (» 4, »)
(—10°; 33; H) = + 2,0 (» 8, »)

Llevamos ahora sobre un sistema de coordenadas (Fig. 6), (nosotros hemos dibujado solamente la parte que interesa del plano λ μ, adoptando como escalas 5 mm/1°, 10/1 para λ).

Tomando la ordenada 35 como eje de abscisas, llevamos perpendicularmente a ella en el sentido que corresponde a sus signos, y con la abscisa que define la falsa posición tomada, segmentos proporcionales a (—5°; 35; y), (—10°; 35; y), (1°; 35; y) ... y unimos los puntos por una curva (en nuestro caso una recta, ya que sólo hemos tomado

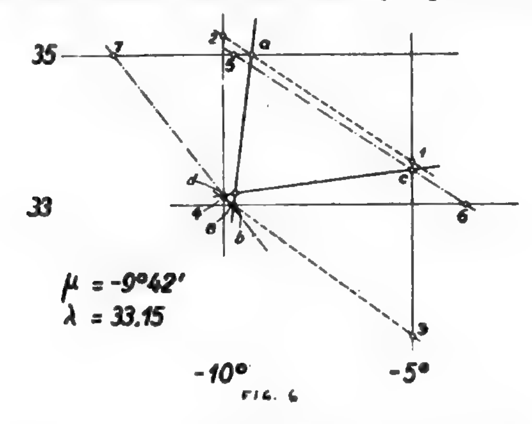


FIG. 6

dos falsas posiciones). Se tienen así los puntos 1 y 2, la recta de puntos y el punto definido por la intersección de ésta con la ordenada 35.

Repitiendo este proceso para los números (—5°, 33, y), (—10°, 33, y), (1°, 33, y) ... pero tomando los segmentos con relación a la ordenada 33, tenemos para nuestro caso los puntos 3 y 4; la recta punteada que define el punto b en la intersección con la ordenada 33. Unimos los puntos a y b por una recta. (Aunque en general sería una curva si hubiéramos tomado más falsas posiciones.)

Repetimos las operaciones explicadas con los puntos 5 y 6, pero llevando los segmentos en sentido horizontal y tomando como eje de abscisas a la ordenada —5°. Unimos con una recta —de punto y raya en la figura— y tenemos el punto c. De la misma manera con los puntos 7 y 8 y la abscisa —10°, definimos el punto d. Unimos c y d con una recta (de trazo lleno) y en la intersección con su análoga que determináramos anteriormente, tenemos un punto cuyas coordenadas son los valores solución del problema.

Tenemos: $\mu = -9°,42'$; $\lambda = 33,15$

Calculados los valores de μ y λ que definen la cosinusoide de mejor aproximación, debemos ver cuáles son los de la correspondiente si-

nusoide, recordando que la hicimos integrando con distancia polar arbitraria. Se puede demostrar fácilmente que con las escalas y la distancia polar adoptadas, el valor de Λ en la ecuación $-\Lambda$ sen $(\Theta + \mu)$ vale 174,54 kg. La ecuación queda, pues, expresada en las unidades correspondientes: componente vertical del contrapeso ficticio colocado en la rueda derecha:

$$= -5785 \text{ sen } (\alpha_1 - 9°,42')$$

Para la rueda izquierda:

$$= -5705 \text{ sen } (\alpha_1 - 118°,18') \qquad \text{(Fig. 3)}$$

7. CONTRAPESOS PARA EQUILIBRAR FUERZAS DE LA FORMA X sen Θ

Debemos ahora calcular un par de contrapesos reales que al componerse las fuerzas centrífugas que originan en el plano del riel, produzcan una de intensidad y fase conforme la hemos calculado. Este cálculo es necesario hacerlo, porque, en general, el plano vertical en que accionan los contrapesos no coincide, por razones constructivas, con el plano del riel.

El cálculo de los contrapesos correspondientes a los términos subrayados en la fórmula de la página 183, y que son términos que dan componentes sinusoidales, es inmediato por las reglas de estática, por lo que no insistiremos más en el asunto.

Calculados ahora todos los contrapesos parciales que equilibrarán cada una de las fuerzas perturbatrices que figuran en la misma expresión, es necesario sustituirlos por uno, resultante geométrica de ellos considerados como vectores. De esta resultante, la posición definirá su defasamiento respecto del botón que se toma como origen, en tanto que su módulo, en una cierta escala, nos dará el valor del momento respecto al eje. Tres son, pues, las condiciones que debe satisfacer el contrapeso real: 1.°) que su baricentro quede a una distancia $m/2$ del plano longitudinal vertical central del eje; 2.°) que su masa y distancia al centro de la rueda responda al momento calculado; 3.°) que su baricentro esté defasado de un ángulo dado respecto del botón origen.

8. REALIZACION MATERIAL DE LOS CONTRAPESOS ASI CALCULADOS

La realización concreta de un contrapeso así calculado es un tanto difícil. Si se trata de contrapesos que vienen fundidos con la rueda (cast-in balance weights), lleva implícita la determinación por medio de su geometría. La estimación de la parte que corresponde a los rayos es de suyo engorrosa e imprecisa, por lo que se aconseja, y es a veces ineludible, el empleo de contrapesos de plomo. Aun así es difícil reproducir realmente los valores calculados, y es por ello que sin llegar a satisfacernos plenamente, sugerimos el procedimiento que exponemos a continuación.

Supongamos que se trata de realizar un contrapeso de plomo fundido. Determinada aproximadamente la cantidad que se volcará en la cubeta mediante consideraciones geométricas, llegaremos al contrapeso

calculado mediante aproximaciones sucesívas. Si se trata de contrapesos fundidos con el cubo y rayos de la rueda, se determinarán las dimensiones del molde también en base a consideraciones geométricas, para luego corregir con plomo de la misma manera que si se tratara de la corrección de una máquina ya construída. Para cada corrección se verifica la primera condición con toda facilidad colocando al eje de manera que el vector representativo del contrapeso corrección quede hacia abajo verticalmente. Lo suspendemos de su punto medio y le permitimos un leve movimiento oscilatorio alrededor de un cje horizontal. Lo ponemos en equilibrio indiferente con pesas auxiliares. Una vez vaciado el plomo, el eje estará en desequilibrio y medimos el momento necesario para restaurarlo a su condición inicial, que debe ser igual al peso del plomo dividido por m/2.

La verificación de la segunda condición se efectúa permitiendo la rotación sobre los mismos muñones en que irán las cajas de grasa, previo equilibrio indiferente, midiéndose el momento necesario para volver al eje a esa posición de equilibrio.

Esta operación se repite todas las veces que se considere necesario para conseguir una aproximación suficiente.

Se recomienda la adopción de una mezcla de 87 partes de plomo y 13 de antimonio, mezcla que al enfriarse aumenta de volumen evitando el aflojamiento en servicio.

9. CONSIDERACIONES FINALES

La primera consideración que surge al estudiar las figuras 10 y 4, es que tanto X_d como X_t distan mucho de tener un ajuste más o menos bueno con las curvas que representan las fuerzas equilibrantes. Se ve, para el ejemplo que hemos considerado, que ω' alcanza valores bastante grandes. Piénsese que es lo qué resultaría si a ese estado de cosas se agrega el impacto propio de los contrapesos destinados a mejorar, a costa del vertical, el equilibrio horizontal de la máquina. De esto nacen dos consideraciones:

1.° Que para mantener el impacto dentro de los valores razonables, queda excluída toda posibilidad de emplear contrapesos para equilibrar la inercia en sentido horizontal de las masas alternativas. Ni que hablar de emplear «simple balancing».

2.° Que para máquinas del tamaño que hemos considerado se hace imperiosa la necesidad de multiplicar el número de cilindros, aun cuando no se quiera poner dichos contrapesos (reciprocating balance). Cabe hacer una pequeña disgresión sobre las máquinas de tres cilindros. Con respecto a las de dos, todas las fuerzas *V* quedan reducidas de un tercio, es decir, que probablemente el impacto quedará reducido de esa misma cantidad. En cuanto a las oscilaciones de la locomotora en el plano horizontal, la de adelante–atrás (fore and aft motion) queda suprimida casi en su totalidad, no así la cupla de serpenteo (nosing couple, couple de lacet) que queda casi sin cambio. La superioridad de las máquinas de cuatro cilindros es neta, pero cabe recordar que pese a que el impacto se divide por dos, sigue subsistiendo, por lo que es necesario reducirlo por todos los medios al alcance.

También es de verse el valor relativamente elevado de

$$\frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} X\, d\,\alpha_1 = 1054 \text{ Kg.}$$

No es de descuidarse este factor, que llega en nuestro caso casi al 10 % de la carga sobre la rueda, y que es dable disminuir aumentando la longitud de la biela motriz y eliminando la angularidad de los cilindros. Con esta medida no sólo se disminuye el valor de $\frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} X\, d\alpha_1$, sino que también se hace más regular la ω'. En ese sentido no deben perderse de vista ciertos cilindros interiores cuya inclinación es notable.

Se observa asimismo en la tabla 7 el valor relativamente grande del impacto total que es proporcional a la fuerza del vapor sobre el émbolo. En ese sentido las locomotoras compound, por el hecho de marchar con admisiones más grandes, hace que esta influencia decrezca bastante.

Si se mira atentamente las curvas que definen X_d, X_1 se verá que están lejos de ser iguales, aunque presenten mucha similitud, como era de esperarse. Tampoco los dos contrapesos resultan iguales, y lo que nos parece más notable, no difieren de 90°, como podría suponerse teniendo presente que los botones de manivela van defasados de ese ángulo. Nada de esto nos dice la teoría clásica, pero los hechos, al menos en este caso particular, nos lo obligan a admitir.

Por simple estima, nos parece que en lo que respecta a esfuerzos sobre el camino, un eje de 18 toneladas balanceado conforme al método americano «simple balancing», impone iguales tensiones, impactos, etc., que uno de 21 toneladas equilibrado con el método europeo o «cross balancing», o que uno de 22 con el presente método. Ello sin olvidar la adición de los contrapesos de equilibrio horizontal, que, sin pretender probarlo, desaconsejamos conforme a las recientes experiencias, en Inglaterra (Merchant Navy Class, Southern Ry), en cuyo caso las diferencias se hacen más sensibles.

La importancia de este hecho es enorme. Hay que considerar que la locomotora suele ser el factor determinante en el proyecto de la superestructura y de las obras de arte. Todas las administraciones están contestes en que es dable aumentar el peso por eje si se anula o reduce el impacto, pero al carecerse de una valuación más o menos precisa, no es dable llegar a conclusiones que merezcan confianza.

Es inadmisible que una locomotora en la que se invierten en una una sola unidad 300 o 400.000 $, cuando no en un parque de diez o veinte millones, se deje de considerar científicamente este problema que, en el peor de los casos, puede llevar 50 horas de cálculo, cuyo costo no pasa seguramente de 1.000 $, en tanto que sus consecuencias son enormes. No puede tolerarse que en los tiempos de aguda competencia que corremos, en que el automotor dispone de un enorme caudal de fuerzas científicas, haya aún locomotoras que se proyecten a dedo, o como dicen los norteamericanos: «by thumb rule». Desgraciadamente, buena parte de los ferrocarriles actuales tienen un personal técnico que debe desempeñar simultáneamente las funciones ejecutivas y científicas, con el resultado que las primeras onnubilan casi completamente a las segundas,

ya que los mil y un pequeños problemas de la administración y explotación técnicas de un ferrocarril disipan completamente la atención y prescindencia necesarias al hombre que hace progreso.

Es asimismo inconcebible que hayan aparatos y métodos de cuyo resultado se hace fe en ciertas administraciones, en tanto que otras lo desechan completamente. Tal sucede, por ejemplo, con las distribuciones por válvulas. Y nos resistimos a comprender cómo en sucesivos diseños de locomotoras se sigan cometiendo errores que han recibido amplia publicidad en las revistas técnicas especializadas. No descartamos con esto la disparidad de criterio, cosa naturalísima en todo lo que es humano, siempre que el que se sustenta haya sido precedido de un análisis exaustivo de los otros, y no se tenga empacho de ponerlo sobre el tapete de discusión.

Tampoco descartamos que las condiciones particulares de cada caso sean el factor determinante de la preferencia. Pero en casos como el presente, en que absolutamente nadie quiere cargar innecesariamente un

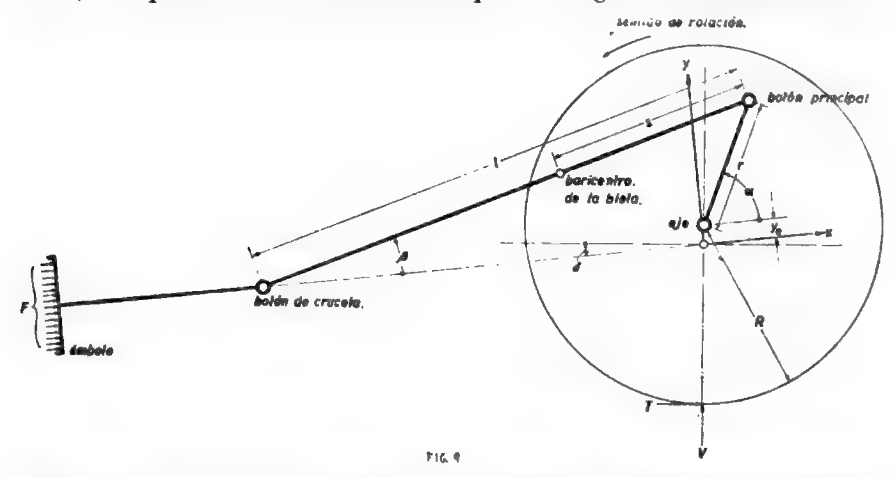


FIG. 9

solo gramo demás a la vía, sólo cabe la adopción del criterio determinado por puras consideraciones científicas.

El proyectista cuya locomotora tenga características inferiores a otras, publicadas y reconocidas como excelentes por la crítica, habrá de confesar que si hubiera copiado, hubiera obtenido un producto mejor.

Pensamos que en el terreno del factor impacto queda mucho por hacer aún. Es muy posible este trabajo merezca también él la crítica de los párrafos anteriores, y en buena hora venga ella si de esa manera se contribuye al bienestar y satisfacción de las gentes servidas por los ferrocarriles. Pero aquí, como en la justicia ordinaria, el que impugna debe probar.

APENDICE 1.°

Estudio de las fuerzas de inercia de una biela motriz

Emplearemos el método de Lagrange. En la figura está definido un sistema formado por el émbolo y su vástago, la cruceta, la biela y la

rueda supuesta sin masa y situada en el plano vertical en que todo el mecanismo se mueve. Los grados de libertad son dos: 1.°, el definido por la rotación del botón alrededor del eje con el ánbulo α, y la traslación del eje en sentido vertical sobre las guías de las cajas de grasa, definido por la coordenada y_0.

Escribamos las coordenadas de los elementos que nos interesan. De la figura 9, las coordenadas del botón de cruceta son:

$$y_c = 0 \quad ; \quad x_c = y_0 \operatorname{tg} \delta + r \cos \alpha - l \cos \beta \quad ; \quad \cos \beta = \sqrt{1 - \operatorname{sen}^2 \beta} \quad ;$$

$$\operatorname{sen} \beta = \frac{y_0 + r \operatorname{sen} \alpha}{l} \quad \therefore$$

$$\therefore \quad \cos \beta = \sqrt{\frac{l^2 - y_0^2 - 2 r \operatorname{sen} \alpha \, y_0 - r^2 \operatorname{sen}^2 \alpha}{l^2}} =$$

$$= \frac{1}{l}\sqrt{l^2 - y_0^2 - 2 r \operatorname{sen} \alpha \, y_0 - r^2 \operatorname{sen}^2 \alpha} = \frac{1}{l}\sqrt{u}$$

$$\therefore \quad \boxed{x_c = y_0 \operatorname{tg} \delta + r \cos \alpha - \sqrt{u}}$$

Las coordenadas del baricentro de la biela:

$$x_B = y_0 \operatorname{tg} \delta + r \cos \alpha - S \cos \beta$$

$$\therefore \quad \boxed{x_B = y_0 \operatorname{tg} \delta + r \cos \alpha - \frac{S}{l}\sqrt{u}}$$

$$y_B = y_0 + r \operatorname{sen} \alpha - S \operatorname{sen} \beta = y_0 + r \operatorname{sen} \alpha - \frac{S\,(y_0 + r \operatorname{sen} \alpha)}{l} =$$

$$\boxed{y_B = y_0 + r \operatorname{sen} \alpha - \frac{S}{l} y_0 \frac{S}{l} r \operatorname{sen} \alpha}$$

Escribiendo la ecuación de los trabajos virtuales

$$A = F\, dx_c + V \frac{dy_0}{\cos \delta} + TR\, d\alpha + \Sigma\, g\, M_i\, dG_i$$

donde la sumatoria indica los trabajos virtuales de la gravedad sobre la pieza i, cuando ésta sufre un desplazamiento vertical dG_i.

Calcularemos los varios infinitésimos en función de dy_0 y $d\alpha$

Es:

$$dx_c = \frac{\partial x_c}{\partial y_0} dy_0 + \frac{\partial x_c}{\partial \alpha} d\alpha$$

$$x_c = y \quad \operatorname{tg} \delta + r \cos \alpha - \sqrt{u}$$

$$dx_c = \left(\text{tg}\,\delta + \frac{y_0 + r\,\text{sen}\,\alpha}{\sqrt{u}} \right) dy_0 + \left(-r\,\text{sen}\,\alpha + \frac{r\,y_0 \cos\alpha + r^2\,\text{sen}\,\alpha \cos\alpha}{\sqrt{u}} \right) d\alpha$$

Para tener el trabajo virtual de la gravedad sobre el émbolo, vástago y cruceta, necesitamos conocer dG_c

$$dG_c = dx_c\ \text{sen}\ \delta$$

El trabajo virtual sobre las masas solidarias a la cruceta es:

$$A_c = -\,g\,M_c \left(\text{tg}\,\delta + \frac{y_0\,r\,\text{sen}\,\alpha}{\sqrt{u}} \right) \text{sen}\,\delta\,dy_0 - g\,M_c \left(-\,r\ \text{sen}\ \alpha + \right.$$

$$\left. + \frac{r\,y_0 \cos\alpha + r^2\,\text{sen}\,\alpha\cos\alpha}{\sqrt{u}} \right) \text{sen}\ \delta\ d\alpha$$

Para encontrar la expresión del trabajo virtual de la gravedad sobre el baricentro de la biela, consideremos que ésta sufre un desplazamiento vertical suma de los efectos parciales sobre cada botón.

$$dG_B = dG_{boton} \left(1 - \frac{S}{l} \right) + dG_c\,\frac{S}{l}$$

$$dG_{boton} = \frac{dy_0}{\cos\ \delta} + r\ \cos\ (\alpha + \delta)\ \delta\alpha$$

$A_B = -\,g\,M_B\,dG_B\,.$ Como dG_c lo teníamos antes:

$$A_B = -\,g\,M_B \left[\frac{\left(1 - \frac{S}{l} \right)}{\cos\delta} + \text{sen}\ \delta\ \text{tg}\ \delta\ \frac{S}{l}\ \text{sen}\ \delta\ \frac{S(y_0 + r\ \text{sen}\ \alpha)}{l\sqrt{u}} \right] dy_0 -$$

$$-\,g\,M_b \left[\left(1 - \frac{S}{l} \right) r\ \cos\ (\alpha + \delta) - \text{sen}\ \delta\ \frac{s\,r\ \text{sen}\ \alpha}{l} + \right.$$

$$\left. + \text{sen}\ \delta\ \frac{s\,r\,y_0 \cos\alpha + s\,r^2\,\text{sen}\,\alpha\cos\alpha}{l\sqrt{u}} \right] d\alpha$$

Resumiendo y ordenando todo, los trabajos virtuales A de todas las fuerzas del sistema:

$$A = \left\{ F\left(\operatorname{tg}\delta + \frac{y_0 + r \operatorname{sen}\alpha}{\sqrt{u}}\right) + \frac{V}{\cos\delta} g\, M_c \operatorname{sen}\delta \left(\operatorname{tg}\delta + \frac{y_0 + r\operatorname{sen}\alpha}{\sqrt{u}}\right)\right.$$

|<———————————————

$$- g\, M_B \left[\frac{\left(1 - \frac{S}{l}\right)}{\cos\delta} + \frac{\operatorname{sen}\delta \operatorname{tg}\delta\, S}{l} + \frac{\operatorname{sen}\delta\, S(y_0 + r\operatorname{sen}\alpha)}{l\sqrt{u}} \right]\Bigg\} dy_0 +$$

— ϕ ———————————————>

$$+ \left\{ F\left(- r\operatorname{sen}\alpha + \frac{r\, y_0 \cos\alpha + r^2 \operatorname{sen}\alpha\cos\alpha}{\sqrt{u}}\right) + TR - \right.$$

|<———————————————

$$- g\, M_c \operatorname{sen}\delta \left(- r\operatorname{sen}\alpha + \frac{r\, y_0\cos\alpha + r^2\operatorname{sen}\alpha\cos\alpha}{\sqrt{u}}\right) -$$

——————— $\triangle$ ———————————————

$$- g\, M_B \left[\left(1 - \frac{S}{l}\right) r\cos(\alpha + \delta) - \frac{S\, r\operatorname{sen}\alpha\operatorname{sen}\delta}{l} + \right.$$

$$\left. + \frac{S\operatorname{sen}\delta(r\, y_0\cos\alpha + r^2\operatorname{sen}\alpha\cos\alpha)}{l\sqrt{u}} \right\} d\alpha$$

———————————————>|

Debe ser: $A = P dy_0 + Q d\alpha$.

Cálculo de la energía cinética E **del sistema. Esta energía puede expresarse**

$$E = \tfrac{1}{2}\, \Sigma\, M_i\, v_i^2 + \tfrac{1}{2}\, I_B\, \beta'^2$$

Para las masas solidarias a la cruceta (émbolo, vástago y ocasionalmente la masa reducida de algunos órganos de distribución)

$$x_c = y_0 \operatorname{tg}\delta + r\cos\alpha - \sqrt{u}$$

$$v_c = x'_c = \frac{dx_c}{dt} = \left(\operatorname{tg}\delta + \frac{y_0}{\sqrt{u}} + \frac{r\operatorname{sen}\alpha}{\sqrt{u}}\right) y'_0 +$$

$$+ \left(- r\operatorname{sen}\alpha + \frac{r\, y_0 \cos\alpha}{\sqrt{u}} + r^2 \frac{\operatorname{sen}\alpha\cos\alpha}{\sqrt{u}}\right) \alpha'$$

Elevando al cuadrado y multiplicando por $\frac{1}{2} M_c$, la energía cinética de las masas solidarias a la cruceta:

$$M_c x'^2_c = \tfrac{1}{2} M_c \left[y'^2_0 \operatorname{tg}^2 \delta + \frac{y_0^2 y'^2_0}{u} + \frac{y'^2_0 r^2 \operatorname{sen}^2 \alpha}{u} + \frac{2 \operatorname{tg} \delta\, y_0\, y'^2_0}{\sqrt{u}} + \right.$$

$$+ \frac{2 \operatorname{tg} \delta\, r \operatorname{sen} \alpha\, y'_0}{\sqrt{u}} + \frac{2\, y_0\, r \operatorname{sen} \alpha\, y'^2_0}{u} - 2\, \alpha'\, y'_0 \operatorname{tg} \delta\, r \operatorname{sen} \alpha +$$

$$+ 2\, \alpha'\, y'_0 \frac{\operatorname{tg} \delta\, r\, y_0 \cos \alpha}{\sqrt{u}} + \frac{2 \operatorname{tg} \delta\, r^2 \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha\, \alpha'\, y'_0}{\sqrt{u}} - \frac{2\, \alpha'\, y'_0\, y_0\, r \operatorname{sen} \alpha}{\sqrt{u}} +$$

$$+ 2\, \alpha'\, y'_0 \frac{y_0^2 r \cos \alpha}{u} + 2\, \alpha'\, y'_0 \frac{y_0\, r^2 \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha}{u} - 2\, \alpha'\, y'_0 \frac{r^2 \operatorname{sen}^2 \alpha}{\sqrt{u}} +$$

$$+ 2\, \alpha'\, y'_0 \frac{r^3 y_0 \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha}{u} + 2\, \alpha'\, y'_0 \frac{r^3 \operatorname{sen}^2 \alpha \cos \alpha}{u} + r^2 \operatorname{sen}^2 \alpha\, \alpha'^2 +$$

$$+ \alpha'^2 \frac{r^2 y_0^2 \cos^2 \alpha}{u} + \alpha'^2 \frac{r^4 \operatorname{sen}^2 \alpha \cos^2 \alpha}{u} - 2\, \alpha'^2 \frac{r^2 y_0 \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha}{\sqrt{u}} -$$

$$- 2\, \alpha'^2 \frac{r^3 \operatorname{sen}^2 \alpha \cos \alpha}{\sqrt{u}} + \frac{2\, r^3 y_0 \cos^2 \alpha \operatorname{sen} \alpha}{u} \alpha'^2 =$$

$$= E_c$$

Energía cinética de la biela supuesta su masa considerada en el baricentro:

$$E_B = \tfrac{1}{2} M_B v_B^2 \qquad ; \qquad v_B = x'^2_B + y'^2_B$$

$$x_B = y_0 \operatorname{tg} \delta + r \cos \alpha - \frac{s}{l} \sqrt{u}.$$ Derivando respecto a t:

$$x'_B = y'_0 \left[\operatorname{tg} \delta + \frac{s\,(y_0 + r \operatorname{sen} \alpha)}{l\, \sqrt{u}} \right] + \alpha' \left[- r \operatorname{sen} \alpha + \frac{s(r\, y_0 \cos \alpha + r^2 \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha)}{l\, \sqrt{u}} \right]$$

$$y_B = y_0 \left(1 - \frac{s}{l}\right) + r \operatorname{sen} \alpha \left(1 - \frac{s}{l}\right)$$

$$y'_B = \left(1 - \frac{s}{l}\right) y'_0 + r \cos \alpha \left(1 - \frac{s}{l}\right) \alpha'$$

Elevando al cuadrado, sumando y multiplicando por $\frac{1}{2} M_B$

$$E_B = \tfrac{1}{2} M_B \left\{ y_0'^2 \operatorname{tg}^2 \delta + \frac{s^2 y_0'^2 y_0^2}{l^2 u} + \frac{y_0'^2 s^2 r^2 \operatorname{sen}^2 \alpha}{l^2 u} + \frac{2 y_0'^2 \operatorname{tg} \delta \, s \, y_0}{l\sqrt{u}} + \right.$$

$$+ 2 y_0'^2 \frac{\operatorname{tg} \delta \, s \, r \operatorname{sen} \alpha}{l\sqrt{u}} + 2 \frac{s^2 y_0 r \operatorname{sen} \alpha}{l^2 u} y_0'^2 + \alpha'^2 r^2 \operatorname{sen}^2 \alpha +$$

$$+ \alpha'^2 \frac{s^2 r^2 y_0^2 \cos^2 \alpha}{l^2 u} + \frac{\alpha'^2 r^4 \operatorname{sen}^2 \alpha \cos^2 \alpha \, s^2}{l^2 u} - 2 \alpha'^2 \frac{r_2 \operatorname{sen} \alpha \, s \, y_0 \cos \alpha}{\sqrt{u} \; l} -$$

$$- 2 \alpha'^2 \frac{r^3 \operatorname{sen}^2 \alpha \cos \alpha \, s}{l\sqrt{u}} + 2 \alpha'^2 \frac{s^2 r^3 y_0 \cos^2 \alpha \operatorname{sen} \alpha}{l^2 u} -$$

$$- 2 y_0' \alpha' \operatorname{tg} \delta \, r \operatorname{sen} \alpha + 2 y_0' \alpha'$$

$$\frac{\operatorname{tg} \delta \, s \, r \, y_0 \cos \alpha}{l\sqrt{u}} + \frac{2 y_0' \alpha' \operatorname{tg} \delta \, s \, r^2 \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha}{l\sqrt{u}} -$$

$$- 2 y_0' \alpha' \frac{3 y_0 r \operatorname{sen} \alpha}{l\sqrt{u}} + 2 y_0' \alpha' \frac{s^2 r y_0^2 \cos \alpha}{l^2 \alpha} +$$

$$+ 2 y_0' \alpha' \frac{s^2 y_0 r^2 \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha}{l^2 u} - 2 \alpha' y_0' \frac{s r^2 \operatorname{sen}^2 \alpha}{l\sqrt{u}} +$$

$$+ 2 \alpha' y_0' \frac{s^2 r^2 y_0 \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha}{l^2 u} + 2 \alpha' y_0' \frac{s^2 r^3 \operatorname{sen}^2 \alpha \cos \alpha}{l^2 u} +$$

$$+ \left(1 - \frac{s}{l}\right) y_0'^2 + r^2 \cos^2 \alpha \, \alpha'^2 \left(1 - \frac{s}{l}\right)^2 + 2 \left(1 - \frac{s}{l}\right)^2$$

$$y_0' \alpha' r \cos \alpha = E_B$$

Cálculo de β' y β'^2

$$\operatorname{sen} \beta = \frac{y_0 + r \operatorname{sen} \alpha}{l} \qquad \therefore \qquad \beta = \operatorname{arc\,sen} \frac{y_0 + r \operatorname{sen} \alpha}{l}$$

$$\beta' \quad \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\dfrac{y_0 + r \operatorname{sen} \alpha}{l}\right)^2}} \cdot \frac{y_0' + (r \cos \alpha)\alpha'}{l} = \frac{y_0'}{\sqrt{u}} + \frac{\alpha' r \cos \alpha}{\sqrt{u}}$$

$$\beta'^2 = = \frac{y'^2 + 2 y_0' r \cos \alpha \, \alpha' + \alpha'^2 r^2 \cos^2 \alpha}{u}$$

Hemos definido todos los elementos necesarios para calcular E. Calculemos ahora $\dfrac{d}{dt}\left(\dfrac{\vartheta E}{\vartheta y_0'}\right)$ recordando que hemos supuesto que

los desplazamientos y_0, y'_0 son virtuales e iguales a cero,de manera que donde entran como factor anulan el término, no siendo así con sus derivadas respecto a cualquiera de las dos variables. También hemos expuesto que $\alpha'' = 0$, es decir que la velocidad de la máquina es uniforme.

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\vartheta E}{\vartheta y'_0}\right) = M_C \operatorname{tg} \delta\, r \cos \alpha\, \alpha'^2 + M_C\, \alpha'^2 \operatorname{tg} \delta\, r^2 \left(\frac{\cos^2 \alpha}{\sqrt{u}} - \frac{\operatorname{sen}^2 \alpha}{\sqrt{u}} + \frac{r^2 \operatorname{sen}^2 \alpha \cos^2 \alpha}{\sqrt{u^3}}\right)$$

$$- M_C\, \alpha'^2 r^2 \left(\frac{2 \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha}{\sqrt{u}} + \frac{r^2 \operatorname{sen}^3 \alpha \cos \alpha}{\sqrt{u^3}}\right) +$$

$$+ M_C\, \alpha'^2 r^3 \left(\frac{2 \cos^2 \alpha \operatorname{sen} \alpha}{u} - \frac{\operatorname{sen}^3 \alpha}{u} - \frac{2 \operatorname{sen}^3 \alpha \cos^2 \alpha\, r^2}{u^2}\right) -$$

$$- M_B\, \alpha'^2 \operatorname{tg} \delta\, r \cos \alpha + M_B\, \alpha'^2 \operatorname{tg} \delta \frac{s\, r^2}{l} \left(\cos^2 \alpha \frac{1}{\sqrt{u}} - \frac{\operatorname{sen}^2 \alpha}{\sqrt{u}} +\right.$$

$$\left. + \frac{r^2 \operatorname{sen}^2 \alpha \cos^2 \alpha}{\sqrt{u^3}}\right) - M_B\, \alpha'^2 r^2 \frac{s}{l}\left(\frac{2 \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha}{\sqrt{u}} + \frac{\operatorname{sen}^3 \alpha \cos \alpha\, r^2}{\sqrt{u^3}}\right) +$$

$$+ M_B\, \alpha'^2 \frac{s^2}{l^2} r^3 \left(\frac{2 \cos^2 \alpha \operatorname{sen} \alpha}{u} - \frac{\operatorname{sen}^3 \alpha}{u} + \frac{2 \operatorname{sen}^3 \alpha \cos^2 \alpha\, r^2}{u^2}\right) -$$

$$- M_B \left(1 - \frac{s}{l}\right)^2 r\, \alpha'^2 \operatorname{sen} \alpha + I_B\, r\, \alpha'^2 \left[- \frac{\operatorname{sen} \alpha}{u} + \frac{2 \cos^2 \alpha \operatorname{sen} \alpha\, r^2}{u^2}\right]$$

$$= \frac{d}{dt}\left(\frac{\vartheta E}{\vartheta y'_0}\right)$$

$$\text{Cálculo de } \frac{\delta E}{\vartheta y_0} = M_C\, \alpha'^2 \frac{r^5 \operatorname{sen}^3 \alpha \cos^2 \alpha}{u^2} - M_C\, \alpha'^2 r^2 \frac{\operatorname{sen} \alpha \cos \alpha}{\sqrt{u}} -$$

$$- M_C\, \alpha'^2 r^4 \frac{\operatorname{sen}^3 \alpha \cos \alpha}{\sqrt{u^3}} + M_C\, \alpha'^2 r^3 \frac{\cos^2 \alpha \operatorname{sen} \alpha}{u} +$$

$$+ M_B\, \alpha'^2 r^5 \frac{s^2}{l^2} \frac{\operatorname{sen}^3 \alpha \cos^2 \alpha}{u^2} - M_B\, \alpha'^2 \frac{r^2\, s \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha}{l\sqrt{u}} -$$

$$- M_B\, \alpha'^2 \frac{s}{l} \frac{r^4 \operatorname{sen}^3 \alpha \cos \alpha}{\sqrt{u^3}} + M_B\, \alpha'^2 \frac{s^2 r^3 \cos^2 \alpha \operatorname{sen} \alpha}{l^2 u} +$$

$$+ I_B\, \alpha'^2 \frac{r^3 \cos \alpha \operatorname{sen} \alpha}{u^2} = \frac{\vartheta E}{\vartheta y_0}$$

Se tiene el sistema de ecuaciones de Lagrange:

$$dy_0 \left[\frac{d}{dt}\left(\frac{\vartheta E}{\vartheta y'_0}\right) - \frac{\vartheta E}{\vartheta y_0} \right] = \Phi \; dy_0$$

$$d\alpha \left[\frac{d}{dt}\left(\frac{\vartheta E}{\vartheta \alpha'}\right) - \frac{\vartheta E}{\vartheta \alpha} \right] = \triangle \; d\alpha$$

Como la V sólo entra en la primera ecuación, basta resolver ésta, de la que ya hemos calculado todos los términos. Después de ordenar, reagrupar y transformar en forma conveniente para el cálculo, recordando que $y = 0$:

$$V = \frac{\operatorname{sen}\alpha}{\sqrt{l^2 - r^2 \operatorname{sen}^2\alpha}} \left(- Fr + gM_C + \frac{1}{2} gM_B \operatorname{sen}^2\delta \frac{s}{l} r \right) +$$
$$+ \alpha'^2 \cos\delta \left\{ \frac{r^2 \cos 2\alpha \operatorname{tg}\delta}{\sqrt{l^2 - r^2 \operatorname{sen}^2\alpha}} \left[M_C + M_B \frac{s}{l} \right] + \frac{\operatorname{tg}\delta (1 - \cos 4\alpha) r^4}{4\sqrt{(l - r^2 \operatorname{sen}^2\alpha)^3}} \right.$$
$$\left[M_B \frac{s}{l} + M_C \right] + \frac{r^5 \cos^2\alpha \operatorname{sen}^3\alpha}{(l^2 - r^2 \operatorname{sen}^2\alpha)^2} I_B + \cos\alpha \operatorname{tg}\delta \, r [M_C - M_B] - \operatorname{sen}\alpha$$
$$\left. \left(1 - \frac{s}{l}\right)^2 r M_B - I_B r \frac{\operatorname{sen}\alpha}{l^2 - r^2 \operatorname{sen}^2\alpha} \right\} +$$
$$+ g \left\{ M_C \operatorname{sen}^2\delta + M_B \left[\left(1 - \frac{s}{l}\right) + \frac{s}{l} \operatorname{sen} \delta \right] \right\} - F \operatorname{sen}\delta = V$$

Hechas algunas transformaciones algebraicas, y despreciando los términos que afectan la cuarta cifra decimal, queda como expresión última:

$$V = \frac{\operatorname{sen}\alpha}{r\sqrt{\psi}} \left(- F_r + P_C r + \frac{1}{2} P_B \operatorname{sen} 2\delta \frac{s}{l} \right) +$$
$$+ \frac{4 v^2 r}{D^2} \delta \left\{ \frac{\cos 2\alpha \operatorname{tg}\delta}{\sqrt{\psi}} \left[M_C + M_B \frac{s}{l} \right] + \frac{\operatorname{tg}\delta (1 - \cos 4\alpha)}{4\sqrt{\psi^3}} \right.$$
$$\left[M_B \frac{s}{l} + M_C \right] - \frac{\operatorname{sen} 2\alpha}{2\sqrt{\psi}} M_C + \frac{\cos 2\alpha \operatorname{sen}\alpha}{\psi} \left[M_B \frac{s^2}{l^2} + M_C \right] +$$
$$+ \frac{\cos^2\alpha \operatorname{sen}^3\alpha}{\psi^2} \left[M_B \frac{s^2}{l^2} + M_C \right] + \frac{\cos^2\alpha \operatorname{sen}\alpha \, I_B}{\lambda^2 \psi^2 l^2} +$$
$$\left. + \cos\alpha \operatorname{tg}\delta \, [M_C - M_B] - \operatorname{sen}\alpha \left(1 - \frac{s}{l} \right)^2 M_B - \frac{\operatorname{sen}\alpha}{l^2 \lambda^2 \psi} I_B \right\} +$$
$$+ P_C \operatorname{sen}^2\delta + P_B \left[\left(1 - \frac{s}{l} \right) + \frac{s}{l} \operatorname{sen}\delta \right] - F \operatorname{sen}\delta = V$$

Incidentalmente cabe notar que resolviendo la segunda ecuación de Lagrange, se tiene el esfuerzo tangencial sobre la periferia de las ruedas motrices, cosa que no haremos por salirse del tema del presente estudio.

TABLA 1

α	sen α	sen^2 α	cos 2 α	1 — cos 4 α	cos 2 α sen α	cos^2 α
0	+0,0000	+0,0000	+1,0000	+0,0000	+0,0000	+1,0000
10	+0,1736	+0,0301	+0,9397	+0,2340	+0,1631	+0,9698
20	+0,3420	+0,1169	+0,7604	+0,8264	+0,2600	+0,8830
30	+0,5000	+0,2500	+5,0000	+1,5000	+0,1250	+0,7500
40	+0,6428	+0,4132	+0,1736	+1,9397	+0,1116	+0,5868
50	+0,7660	+0,5868	—0,1736	+1,9397	—0,1330	+0,4190
60	+0,8660	+0,7500	—0,5000	+1,5000	—0,4330	+0,2500
70	+0,9397	+0,8830	—0,7604	+0,8264	—0,7145	+0,1170
80	+0,9841	+0,9685	—0,9397	+0,2340	—0,9248	+0,0302
90	+1,0000	+1,0000	—1,0000	+0,0000	—1,0000	+0,0000
100	+0,9841	+0,9685	—0,9397	—0,2340	—0,9248	+0,0302
110	+0,9337	+0,8830	—0,7604	—0,8264	—0,7145	+0,1170
120	+0,8660	+0,7500	—0,5000	—1,5000	—0,4330	+0,2500
130	+0,7660	+0,5868	—0,1736	—1,9397	—0,1330	+0,4190
140	+0,6428	+0,4132	+0,1736	—1,9397	—0,1116	+0,5868
150	+0,5000	+0,2500	+0,5000	—1,5000	+0,1250	+0,7500
160	+0.3420	+0,1169	+0,7604	—0,8264	+0,2600	+0,8830
170	+0,1736	+0,0301	+0,9397	—0,2340	+0,1631	+0,9698
180	+0,0000	+0,0000	+1,0000	—0,0000	+0,0000	+1,0000
190	—0,1736	+0,0301	+0,9397	+0,2340	—0,1631	+0,9698
200	—0,3420	+0,1169	+0,7604	+0,8264	—0,2600	+0,8830
210	—0,5000	+0,2500	+0,5000	+1,5000	—0,1250	+0,7500
220	—0,6428	+0,4132	+0,1736	+1,9397	—0,1116	+0,5868
230	—0,7660	+0,5868	—0,1736	+1,9397	+0,1330	+0,4190
240	—0,8660	+0,7500	—0,5000	+1,5000	+0,4330	+0,2500
250	—0,9397	+0,8830	—0,7604	+0,8264	+0,7145	+0,1170
260	—0,9841	+0,9685	—0,9397	+0,2340	+0,9248	+0,0302
270	—1,0000	+1,0000	—1,0000	+0,0000	+1,0000	+0,0000
280	—0,9841	+0,9685	—0,9337	—0,2340	+0,9248	+0.0302
290	—0,9337	+0,8830	—0,7604	—0,8264	+0,7145	+0,1170
300	—0.8660	+0,7500	—0,5000	—1,5000	+0,4330	+0,2500
310	—0.7660	+0,5868	—0,1736	—1,9397	+0,1330	+0,4190
320	—0,6428	+0,4132	+0,1736	—1,9397	+0,1116	+0,5868
330	—5,0000	+0,2500	+0,5000	—1,5000	—0,1250	+0,7500
340	—0,3420	+0,1169	+0,7604	—0,8264	—0,2600	+0,8830
350	—0,1736	+0,0301	+0,9397	—0,2340	—0,1631	+0,9698
360	—0,0000	+0,0000	+1,0000	—0,0000	—0,0000	+1,0000

Tabla 1 (cont.)

α	$\cos^2\alpha \operatorname{sen}^3\alpha$	$\cos^2\alpha \operatorname{sen}\alpha$	sen 2 α	cos α
0	+0,0000	+0,0000	+0,0000	+1,0000
10	+0,0051	+0,1684	+0,3420	+0,9841
20	+0,0353	+0,3020	+0,6428	+0,9397
30	+0,0937	+0,3750	+0,8660	+0,8660
40	+0,1558	+0,3772	+0,9841	+0,7660
50	+0,1857	+0,3210	+0,9841	+0,6428
60	+0,1624	+0,2165	+0,8660	+0,5000
70	+0,0970	+0,1099	+0,6428	+0,3420
80	+0,0287	+0,0297	+0,3420	+0,1736
90	+0,0000	+0,0000	+0,0000	+0,0000
100	+0,0287	+0,0297	—0,3420	—0,1736
110	+0,0970	+0,1099	—0,6428	—0,3420
120	+0,1624	+0,2165	—0,8660	—0,5000
130	+0,1857	+0,3210	—0,9841	—0,6428
140	+0,1558	+0,3772	—0,9841	—0,7660
150	+0,0937	+0,3750	—0,8660	—0,8660
160	+0,0353	+0,3020	—0,6428	—0,9397
170	+0,0051	+0,1684	—0,3420	—0,9841
180	+0,0000	+0,0000	—0,0000	—1,0000
190	—0,0051	—0,1684	+0,3420	—0,9841
200	—0,0353	—0,3020	+0,6428	—0,9397
210	—0,0937	—0,3750	+0,8660	—0,8660
220	—0,1558	—0,3772	+0,9841	—0,7660
230	—0,1857	—0,3210	+0,9841	—0,6428
240	—0,1624	—0,2165	+0,8660	—0,5000
250	—0,0970	—0,1099	+0,6428	—0,3420
260	—0,0287	—0,0297	+0,3420	—0,1736
270	—0,0000	—0,0000	+0,0000	—0,0000
280	+0,0287	—0,0297	—0,3420	+0,1736
290	+0,0970	—0,1099	—0,6428	+0,3420
300	+0,1624	—0,2165	—0,8660	+0,5000
310	+0,1857	—0,3210	—0,9841	+0,6428
320	+0,1558	—0,3772	—0,9841	+0,7660
330	+0,0937	—0,3750	—0,8660	+0,8660
340	+0,0353	—0,3020	—0,6428	+0,9397
350	+0,0051	—0,1684	—0,3420	+0,9841
360	+0,0000	—0,0000	—0,0000	+1,0000

Tabla 2

Valor de $\psi = f(\lambda , \alpha)$

α en grados.			λ =	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09
0	180		360	25,00	30,86	39,06	51,02	69,44	82,64	100,00	123,45
10	170	190	350	24,97	30,83	39,03	51,00	69,41	82,61	99.97	123,42
20	160	200	340	24,88	30,75	38,95	50.90	69,33	82,53	99.88	123,33
30	150	210	330	24,75	30,61	38,81	50,77	69,19	82,39	99,75	123,20
40	140	220	320	24,59	30,45	38,65	50,51	69,03	82,23	99,59	123,04
50	130	230	310	24,41	30,28	38,48	50,43	68,86	82,06	99,41	122,86
60	120	240	300	24,25	30,11	38,31	50,27	68,69	81,89	99,25	122,70
70	110	250	290	24,12	29,98	38,18	50,14	68,56	81,76	99,12	122,57
80	100	260	280	24,04	29,90	38,09	50,05	68,48	81,66	99,01	122,46
90		270		24,00	29,86	38,06	50,02	68,44	81,64	99,00	122,45

Tabla 4

$\sqrt{\psi^3}$ en función del ángulo α y de λ

0	180		360	125,0	171,5	244,1	364,4	578,7	751,3	1000,0	1377
10	170	190	350	124,8	171,2	243,8	364,1	578,3	760,9	999,8	1371
20	160	200	340	124,3	170,5	243,1	363,2	577,2	750,0	998,8	1370
30	150	210	330	123,2	169,4	241,8	361,8	575,6	747,9	996,2	1367
40	140	220	320	121,9	168,1	240,3	360,0	573,5	745,7	993,8	1365
50	130	230	310	120,6	166,6	238,7	358,2	572,4	743,3	991,2	1362
60	120	240	300	119,9	165,2	237,1	357,5	569,4	741,1	988,8	1358
70	110	250	290	118,4	164,1	236,3	355,0	567,7	738,6	986,8	1357
80	100	260	280	117,8	163,5	235,1	354,1	566,6	737,9	985,2	1356
90		270		117,6	163,2	234,8	353,8	566,3	737,7	985,0	1353

Tabla 5

ψ^2 en función del ángulo α y de λ

0	180		360	625,0	952,6	1528,9	2603,1	4822,4	6830,1	10000	15231
10	170	190	350	623,5	950,7	1523,5	2600,1	4818,3	6825,1	9994	15232
20	160	200	340	619,2	945,4	1516,8	2591,2	4806,2	6814,1	9977	15210
30	150	210	330	612,6	937,2	1506,4	2567,7	4787,8	6788,6	9950	15178
40	140	220	320	604,5	927,3	1493,8	2561,1	4765,2	6762,0	9918	15139
50	130	230	310	596,0	916,7	1480,4	2543,6	4741,3	6733,4	9883	15095
60	120	240	300	588,1	906,9	1467,8	2527,2	4718,8	6706,7	9851	15055
70	110	250	290	581,6	898,1	1457,7	2513,8	4700,6	6684,8	9824	15023
80	100	260	280	577,5	893,8	1451,2	2505,3	4688,9	6668,0	9804	14996
90		270		576,0	891,9	1448,8	2502,1	4684,5	6665,8	9801	14994

Tabla 6

$\sqrt{\psi}$ en función del ángulo α y de λ

0	180		360	5,000	5,555	6,250	7,143	8,333	9,091	10,000	11,111
10	170	190	350	4,997	5,549	6,247	7,141	8,332	9,089	9,998	11,110
20	160	200	340	4,988	5,545	6,241	7,135	8,326	9,084	9,994	11,106
30	150	210	330	4,975	5,533	6,230	7,125	8,318	9,077	9,988	11,100
40	140	220	320	4,959	5,518	6,216	7,144	8,308	9,068	9,979	11,091
50	130	230	310	4,940	5,502	6,202	7,102	8,298	9,054	9,971	11,084
60	120	240	300	4,924	5,487	6,190	7,090	8,288	9,050	9,961	11,077
70	110	250	290	4,911	5,475	6,179	7,081	8,280	9,042	9,956	11,071
80	100	260	280	4,902	5,467	6,172	7,075	8,275	9,036	9,951	11,066
90		270		4,899	5,464	6,169	7,072	8,273	9,036	9,950	11,066

Tabla 7

Valores para encontrar X_s y X_t del ejemplo

α_1	Prop. $av^2=145$ Km/h	F sen δ	$\frac{+F\text{sen}\alpha}{\sqrt{\psi}}$	V	X_t	X_s
0	— 629	+2800	0	+2171	+7200	+1333
10	—1879	+2800	+ 855	+1776	+8012	+ 17
20	—4101	+2740	+1660	+ 299	+8652	—1092
30	—5314	+2740	+2426	— 148	+8583	—1603
40	—6494	+2540	+2890	—1064	+7428	—2477
50	—7352	+2205	+1968	—3159	+8145	—5042
60	—7050	+1660	+2544	—2841	+6230	—4353
70	—6610	+1200	+1988	—3422	+5015	—4826
80	—5838	+ 851	+1563	—3414	+3949	—4641
90	—4889	+ 694	+1227	—2968	+3199	—3996
100	—3800	+ 526	+ 876	—2398	+1981	—3233
110	—2768	+ 359	+ 594	—1815	+ 822	—2236
120	—1845	+ 197	+ 302	—1316	+ 91	—1586
130	—1381	0	0	—1381	—1001	—1445
140	— 504	— 433	— 497	—1434	—3503	—1088
150	+ 180	— 610	— 539	— 969	—3216	— 595
160	+ 219	—1188	— 716	—1685	—3769	—1338
170	+ 251	—1865	— 571	—2185	—3660	—1939
180	+ 190	—2800	0	—2610	—3040	—2538
190	+ 237	—2800	+ 851	—1706	—2537	—1567
200	+ 359	—2750	+1660	— 731	—2032	— 514
210	+ 565	—2650	+2339	+ 254	—1666	+ 574
220	+1308	—2420	+2748	+1636	—1984	+2239
230	+1998	—1965	+2666	+2689	—2258	+3513
240	+2693	—1390	+2133	+3436	—1850	+4317
250	+3797	—1005	+1672	+4644	—2951	+5909
260	+4908	— 758	+1320	+5740	—3770	+7325
270	+5916	— 577	+1023	+6362	—4404	+8156
280	+6660	— 421	+ 734	+6973	—3441	+8708
290	+7077	— 271	+ 452	+7258	—2328	+8856
300	+7074	— 102	+ 156	+7128	—1120	+8503
310	+6051	+ 105	— 143	+6013	+ 793	+6889
320	+6112	+ 373	— 224	+6265	+1974	+6975
330	+4630	+ 734	— 646	+4718	+3179	+4975
340	+3128	+1210	— 729	+ 369	+4802	+3402
350	+1310	+2035	— 623	+2722	+6344	+2118
360	— 629	+2800	0	+2171	+7200	+1337

APENDICE II

Determinación experimental de los momentos de inercia por el método de las oscilaciones

Para determinar el momento ecuatorial de inercia $\int aMg^2$ de un cuerpo cualquiera respecto de un eje dado, se lo suspende sobre un eje cualquiera que sea paralelo al dado y que por supuesto se elige por razones de comodidad, notándose el tiempo t de una oscilación completa (ida y vuelta). Sea I, el momento de inercia respecto del eje de oscilación, M la masa del cuerpo,d g la aceleración de la gravedad, r

la distancia del eje de oscilación al centro de gravedad, α el ángulo de oscilación; se tiene que

$$I_1 = \frac{t^2 M g r}{4\pi^2(1 + \frac{\alpha^2}{16}} \quad ; \quad (\alpha \text{ en radianes})$$

Para tener el aumento de inercia respecto del eje 2, es necesario pasar por la regla de Steiner al momento de inercia respecto de un eje paralelo que pasa por el centro de gravedad:

$$I_0 = I_1 - Md_1^2$$

donde d_1 es la distancia entre los ejes 0 y 1. Así tendremos luego:

$$I_2 = I_0 + Md_2^2 = I_1 + M(d_2^2 - d_1^2)$$

INFORME DEL RELATOR

El señor Livio Dante Porta presenta en este trabajo un novedoso procedimiento para calcular de una manera muy precisa y rigurosa los contrapesos destinados a mejorar en lo posible el equilibrio vertical de las locomotoras a vapor, y fundamenta su teoría, expuesta en forma inobjetable, en los siguientes puntos básicos:

1º) La determinación exacta de la reacción dinámica del riel contra las ruedas motrices de la locomotora, teniendo en cuenta la inclinación con respecto a la horizontal del eje de los cilindros; la influencia de la longitud finita de las bielas; la distribución de la masa en éstas; los pesos de las masas reciprocantes, y la fuerza del vapor sobre el émbolo.

Esta parte del trabajo, desarrollada de acuerdo con los métodos clásicos de Mecánica Racional, está expuesta en el apéndice 1º y resuelta en una fórmula de relativa complicación, en la que aparecen como variables pendientes entre sí el ángulo de giro del botón y la fuerza del vapor sobre el émbolo.

Para facilitar los cálculos, el autor agrega numerosas tablas con las funciones trigonométricas que intervienen en la expresión obtenida, para valores del ángulo del botón variando de 10° en 10°, y para diferentes relaciones $\gamma = \frac{\text{radio de manivela}}{\text{longitud de biela}}$

2º) La eliminación total del equilibrio horizontal de las masas alternativas (reciprocating balance). Es sabido que éste sólo sería posible por medio de otras masas alternativas; pero los fabricantes han utilizado preferentemente contrapesos en las ruedas, calculados de modo que sus componentes horizontales equilibren una fracción arbitraria de la fuerza reciprocante —deducida corrientemente al amparo de hipótesis simplificantes—, con lo que se introduce un nuevo factor de disturbio en sentido vertical, debido, precisamente, a dichos contrapesos, tal vez más nocivo que el efecto original, por su influencia directa en el impacto (hammer - blow).

Dice textualmente el autor, al discutir los resultados obtenidos con su método: «Para mantener el impacto dentro de valores razona-

bles, queda excluída toda posibilidad de emplear contrapesos para equilibrar la inercia en sentido horizontal de las masas alternativas.»

3º) La introducción del criterio de reducir al mínimo la suma de los desplazamientos verticales —considerados siempre positivos— del punto de contacto de la rueda con el riel, deduciéndose dichos desplazamientos de la ecuación dinámica del movimiento del eje relativo a la locomotora. Este criterio para definir la irregularidad de la reacción vertical es propuesto por el autor por considerarlo más lógico que el corrientemente aceptado del mínimo apartamiento sobre la media.

4º) La aplicación de los métodos usuales de estática para el equilibrado de las masas rotantes.

La compensación de la irregularidad de la reacción vertical es obtenida por el autor con ayuda de contrapesos en las ruedas, cuyas características de masa y ángulo de fase son las dos incógnitas del problema de cálculo de variaciones a que conduce la aplicación del principio enunciado en el numeral 3.

Considerando únicamente la parte fluctuante de la reacción vertical (diferencia con su valor medio), la fuerza total que actúa sobre el eje será su suma con la componente vertical de la reacción del contrapeso, que es una fuerza sinusoidal dependiente de las dos incógnitas ya mencionadas. El criterio del autor requiere que *el área comprendida entre las curvas integrales correspondientes a dichas fuerzas durante una revolución sea mínima,* condición que se cumple con la selección adecuada de la masa y defasaje del contrapeso.

Este problema matemático está elegantemente resuelto por métodos gráficos, habiendo recibido el autor, para esta parte del trabajo, el patrocinio del Instituto de Matemática de Rosario (República Argentina), cuyo director es el doctor Beppo Levi.

El trabajo se completa y aclara con un ejemplo de cálculo realizado sobre la locomotora «Coronation» del London, Midland and Scotish Ry, y es una muestra elocuente de lo valiosa que resulta la contribución de la ciencia pura para la resolución de problemas de evidente interés práctico, justificando el autor en el elevado costo de una locomotora moderna el tiempo que insumiría el cálculo del equilibrado con el método racional que preconiza.

Entiendo que el interés de este trabajo es evidente, por lo que procedería, *además de su publicación en el Libro del Congreso, se recomendara especialmente su estudio a las firmas constructoras de locomotoras.*

RESOLUCION DEL CONGRESO

Se acuerda su publicación, dejando librado su estudio a las firmas constructoras de locomotoras.

TEMA 10

METODO PARA MODERNIZAR Y AUMENTAR LA EFICIENCIA DE LAS LOCOMOTORAS EN SERVICIO EN EL FERROCARRIL CENTRAL DEL URUGUAY.

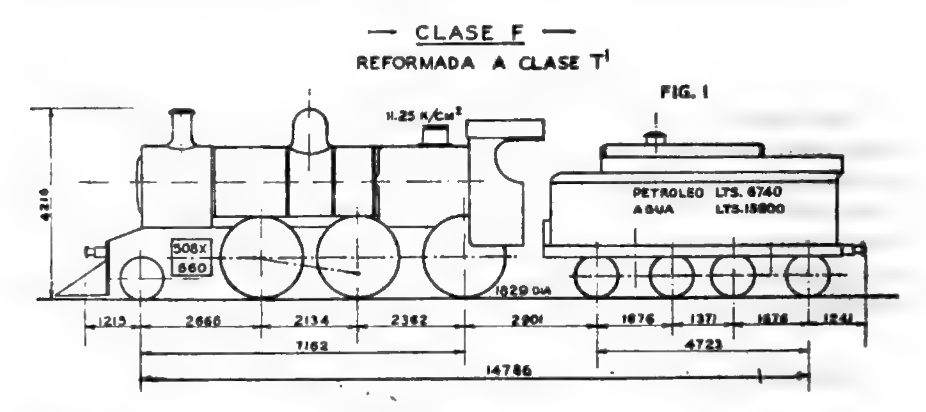
Autor: *Señor THOMSON FAIRLESS.*
Relator: *Ingeniero JULIO ADER.*

63.

Las reformas y mejoras introducidas en tres clases de locomotoras están demostradas en los diagramas, gráficos y lista de características que acompañan el trabajo presentado, y por consiguiente no requieren explicaciones más amplias que las que siguen a continuación.

El diagrama (Fig. 1) muestra la locomotora clase «F» como fué construída antes de ser reformada a clase «T-1», diagrama (Fig. 2) .

La introducción de coches motores en algunos recorridos para servicio de pasajeros, desplazó estas locomotoras de dichos servicios, siendo también ineficaces para servicios de carga y mixtos por el diámetro excesivo de sus ruedas acopladas de 1,829 mts., por cuyo motivo fueron reformadas desde el tipo 2-6-0 a 2-8-0 con ruedas acopladas de 1,524 mts. de diámetro. Esta reforma ha permitido una reducción en

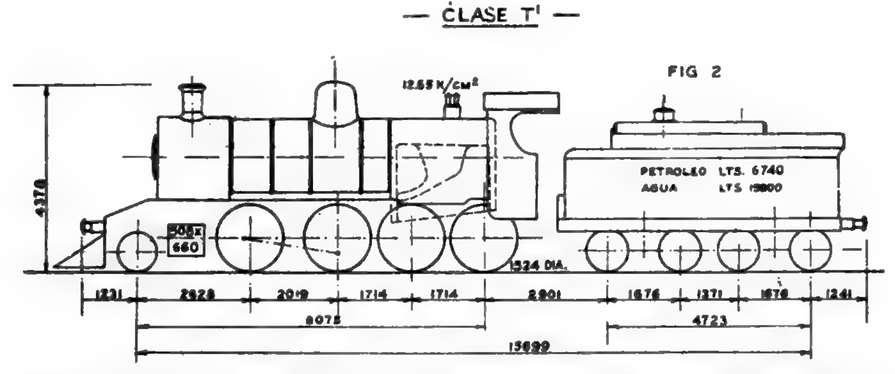


el peso máximo por eje de las ruedas acopladas, desde 15,748 toneladas a 13,716 toneladas, resucción que también era deseable.

El aumento de la eficiencia de estas locomotoras se demuestra en el gráfico (Fig. 3), pudiéndose notar el equilibrio obtenido entre la fuerza tractiva de los cilindros existentes y las calderas con que fueron equipadas estas locomotoras al ser reformadas.

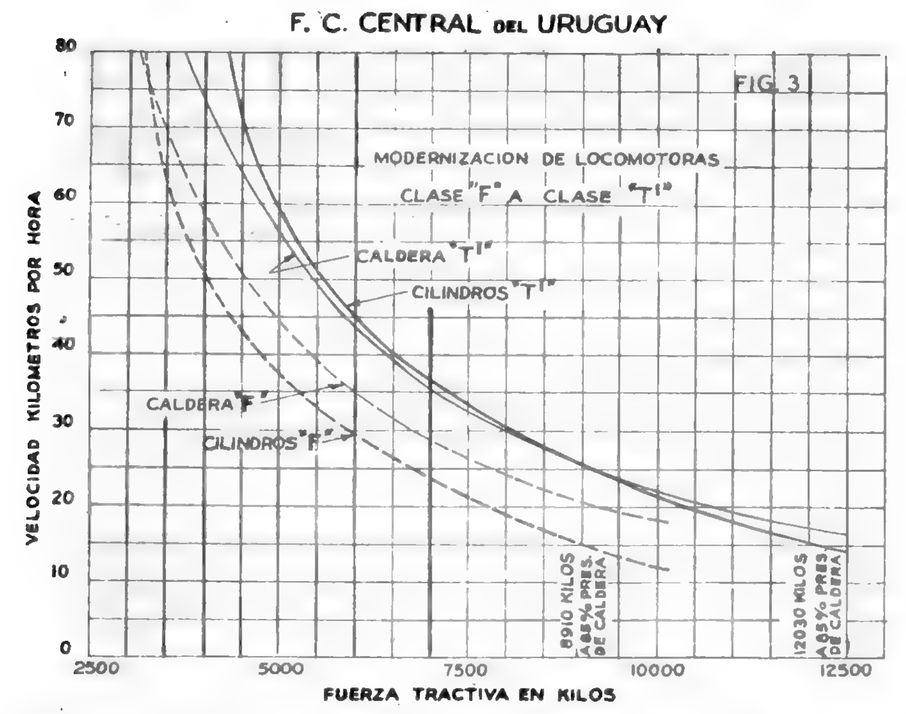
El diagrama (Fig. 4) muestra la locomotora clase «R», construída en el año 1907 y convertida para quemar petróleo (fuel oil) en el año 1923. El diagrama (Fig 5) muestra las locomotoras clase «R» reformadas

— CLASE T' —



a clase «R-4» y el gráfico (Fig. 6) demuestra el aumento obtenido en la eficiencia de la misma.

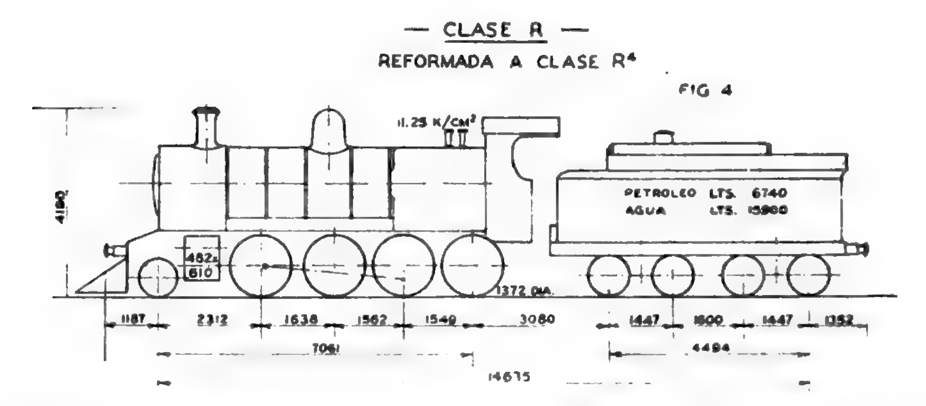
Antes de ser reformadas, estas locomotoras estaban equipadas con cilindros que tenían válvulas de tipo plano, las cuales fueron cambia-



das por otras de diseño moderno con válvulas de tipo de pistón y recorrido largo.

Las calderas fueron reemplazadas por otras del mismo tipo del que están equipadas las locomotoras clase «T-1» (clase «F» reformada) y son intercambiables desde una clase de locomotoras a otra.

Como se muestra en los diagramas (Figs. 2 y 5), estas calderas



nuevas están equipadas con termo sifón «*Nicholson*» en la caja de fuego, una mejora que, además del aumento de superficie de calefacción, permite mejor circulación del agua, factores que han dado resultados tan satisfactorios que esta mejora ha sido adoptada también en las cajas de fuego de las locomotoras más grandes del Ferro Carril Central del Uruguay.

El diagrama (Fig. 7) muestra la locomotora clase «H» construída en el año 1884 y convertida para quemar petróleo (fuel oil) en el año 1923.

Estas viejas locomotoras, con calderas que han llegado al límite

— CLASE R4 —

FIG. 5

de su vida, y con ruedas acopladas de diámetro bastante reducido para sostener las velocidades exigidas para los trenes del tráfico de hoy, fueron reformadas para uso en las maniobras y trenes de balasto para mantenimiento de la vía, habiéndose aprovechado, para estas re-

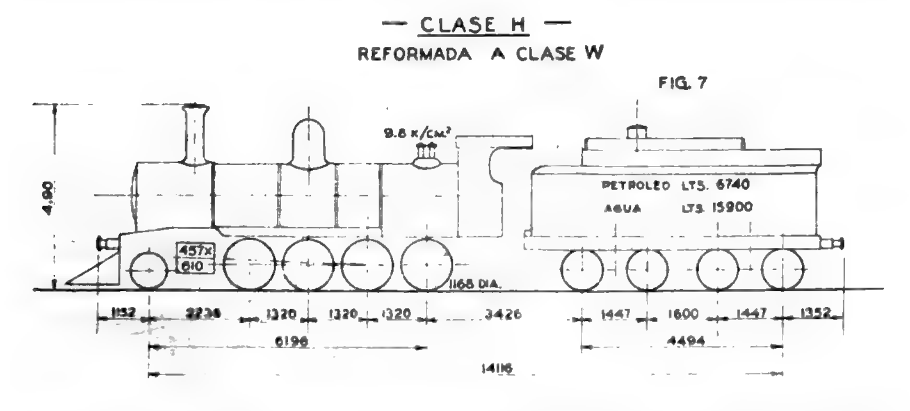
formas, material usado, pero servible, de otras locomotoras reformadas o desmanteladas, con excepción de los tanques de agua y petróleo.

F. C. CENTRAL DEL URUGUAY

FIG. 6

MODERNIZACION DE LOCOMOTORAS
CLASE "R" A CLASE "R4"
CALDERA "R4"
CILINDROS "R4"
CALDERA "R"
CILINDROS "R"
9900 KILOS A 85% PRES. DE CALDERA
11425 KILOS A 85% PRES. DE CALDERA
VELOCIDAD KILOMETROS POR HORA
0 10 20 30 40 50 60 70 80
2500 5000 7500 10000 12500
FUERZA TRACTIVA EN KILOS

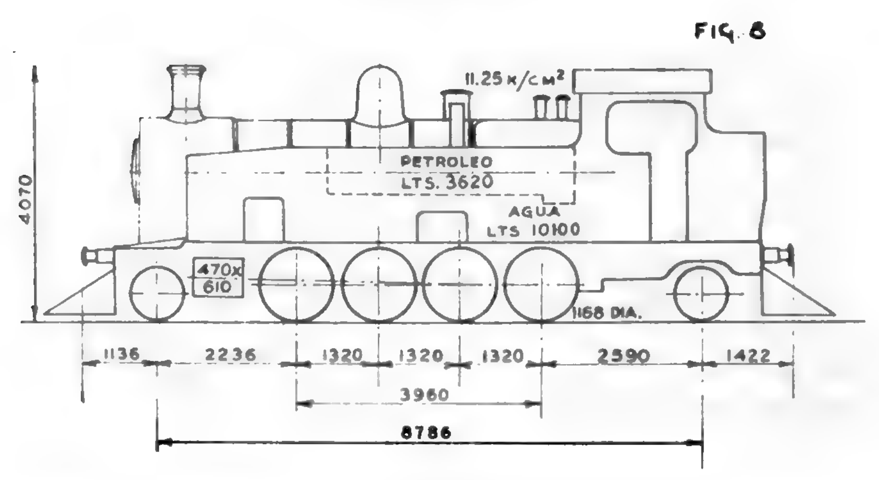
Las calderas fueron reemplazadas por otras que fueron retiradas de las locomotoras clase «R» al reformarlas a clase «R-4». El diagrama

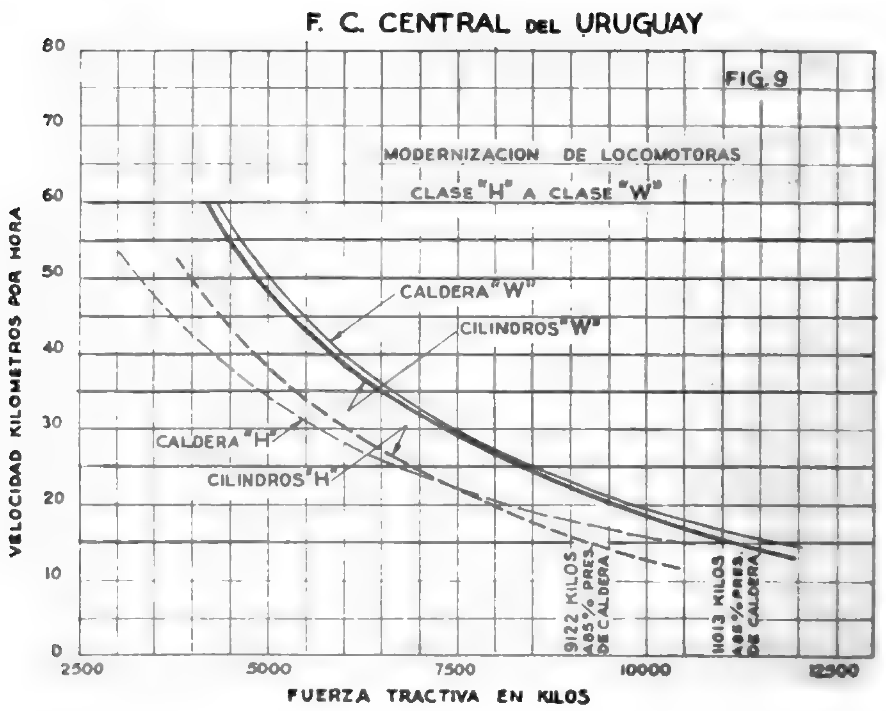


(Fig. 8) muestra las locomotoras después de la reforma, y el grafico (Fig. 9) demuestra el aumento obtenido en la eficiencia.

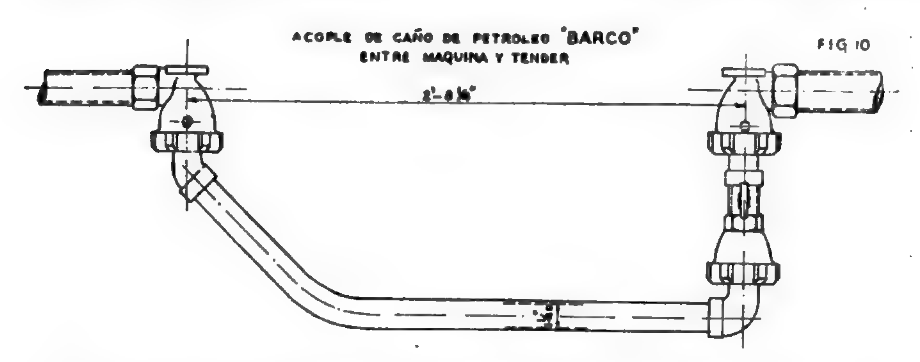
Accesorios para Locomotoras

El constante desarrollo de la locomotora presenta nuevas ideas para el diseño y la aplicación de accesorios y equipo que pueden servir para mejorar la eficiencia de la misma ó reducir el costo de manteni-

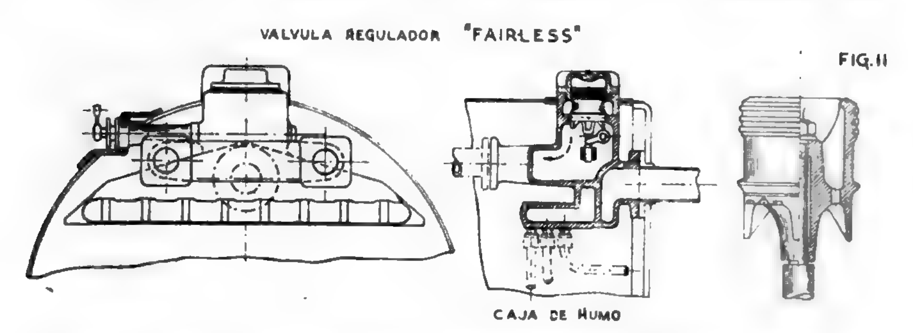




miento y es posible que el resultado de algunas «mejoras» no tiene valor si se las compara con su costo de instalación, mantenimiento y complicaciones introducidas y también es bien conocida la variación en el resultado que se obtiene en distintos Ferrocarriles con el uso de algunas de estas «mejoras». Por ejemplo, es dificil obtener una economía apreciable con el uso de inyectores de escape o con aparatos para elevar la temperatura del agua de alimentación de la caldera que fun-



cionan con vapor de escape, en algunos ferrocarriles donde existen vías con abundantes repechos y bajadas; también cuando las locomotoras así equipadas conducen trenes que tienen paradas frecuentes. Los tipos en uso en el Ferrocarril Central del Uruguay son limitados a cinco Inyectores de vapor de escape «Davies y Metcalfe» y dos aparatos calen-



tadores de agua de alimentación «Auxiliaire des Chemins de fer Company» (A. C. F. I.).

Los inconvenientes experimentados por las roturas de la conexión para la conducción de petroleo entre locomotora y tender, han sido eliminadas mediante la adopción del acople «*BARCO*» (Barco Manufacturing Company, Chicago). En la (Fig. 10) se ilustra la aplicación de uno de estos acoples, que permite una flexibilidad total para los diversos movimientos entre la locomotora y el tender.

Son conocidas en varios Ferrocarriles les ventajas obtenidas con la colocación de la válvula reguladora de vapor entre el recalentador y los cilindros, en lugar de colocarla entre la caldera y el recalentador.

El tipo en uso en algunas de las mas poderosas locomotoras del Ferrocarril Central del Uruguay, como en otros Ferrocarriles de Sud América, se encuentra ilustrado en la (Fig. 11) y es conocido como «*FAIRLESS*» Locomotive regulator valves (Meboe Limitada Londres).

La aplicación de estas válvulas entre el recalentador y los cilindros permite un control del vapor a los cilindros casi instantaneo y tal aplicación elimina la necesidad del uso de válvulas de circulación para los elementos del recalentador. Con tal arreglo, el uso de vapor recalentado puede ser extendido a varios auxiliares de la locomotora como el soplador, turbina del dinamo (luz eléctrica) el pulverizador (quemador de petroleo), calefacción del petroleo etc. con las economías que resultan. La experiencia con estas válvulas en servicio demuestra que no necesita atención en el intervalo entre una y otra reparación general de la locomotora y su desgaste es insignificante.

Debido a la pérdida de agua experimentada a veces con el uso de inyectores standard del tipo no aspirante (sumergido), el Ferrocarril Central del Uruguay ha introducido un número de inyectores del tipo aspirante, de la marca «*SELLERS*» Nº 8½ (clase «N» mejorada).

Los resultados obtenidos con esta mejora, han proporcionado entera satisfacción en todas las locomotoras que llevan tal equipo.

FERROCARRIL CENTRAL DEL URUGUAY

CARACTERISTICAS Y DIMENSIONES PRINCIPALES DE LOCOMOTORAS ANTES Y DESPUES DE LA MODERNIZACION

	Antes de la modernización Clase «F»	*Después de la modernización Clase «T-1»*
Trocha	1435 mm.	1435 mm.
Cilindros, dos	508 × 660 mm.	508 × 660 mm.
Válvulas, diám. (tipo pistón)	254 mm.	254 mm.
Ruedas, diám. bogie	927 »	927 »
Ruedas, diám. motora y acopladas	1829 »	1524 »
Cubierta caja de fuego, ancho externo	1245 »	1245 »
Caja de fuego, largo interno	2180 »	2146 »
Caja de fuego, ancho interno	1074 »	1042 »
Tubos grandes, nro. y diám. afuera	21-127 mm.	24-127 mm.
Tubos chicos, nro. y diám. afuera	134- 48 »	139- 48 »
Tubos del recalentador, nro. y diám. afuera	84- 35 »	96- 35 »
Superficie de calefacción		
Tubos grandes y chicos	106.37 m.²	118.73 m.²
Caja de fuego	11.56 »	11.70 »
Termo sifón	—	2.09 »
TOTAL	117.93 m.²	132.52 m.²
Superficie del recalentador	25.68 m.²	30.65 m.²
Area del emparrillado	2.32 »	2.23 »
Presión de la caldera	11.25 k/cm.²	12.65 k/cm.²
Fuerza de tracción a 85 % pres. caldera	8910 kilos	12030 kilos
Factor de adherencia	5.0	4.4

	Antes de la modernización Clase «R»	*Después de la modernización Clase «R-4»*
Trocha	1435 mm.	1435 mm.
Cilindros, dos	482 × 610 mm.	489 × 610 mm.
Válvulas, diám. (tipo pistón)	tipo plano	254 mm.
Ruedas, diám. bogie	851 mm.	851 »
Ruedas, diám. motora y acopladas	1372 »	1372 »
Cubierta caja de fuego, ancho externo	1245 »	1245 »
Caja de fuego, largo interno	2180 »	2146 »
Caja de fuego, ancho interno	1074 »	1042 »
Tubos grandes, nro. y diám. afuera	21-127 mm.	24-127 »
Tubos chicos, nro. y diám. afuera	134- 48 »	139- 48 »
Tubos del recalentador, nro. y diám. afuera	84- 35 »	96- 35 »
Superficie de calefacción		
Tubos grandes y chicos	110.64 m.²	118.73 m.²
Caja de fuego	11.56 »	11.70 »
Termo sifón	—	2.09 »
TOTAL	122.20 m.²	132.52 m.²
Superficie del recalentador	26.80 m²	30.65 m.²
Area del emparrillado	2.32 »	2.23 »
Presión de la caldera	11.25 k/cm.²	12.65 k/cm.²
Fuerza de tracción a 85 % pres. caldera	9900 kilos	11325 kilos
Factor de adherencia	4.55	4.4

	Antes de la modernización Clase «H»	*Después de la modernización Clase «W»*
Trocha	1435 mm.	1435 mm.
Cilindros, dos	457 × 610 mm.	470 × 610 mm.
Válvulas, diám. (tipo pistón)	tipo plano	tipo plano
Ruedas, diám. bogie	838 mm.	838 mm.
Ruedas, diám. motora y acopladas	1168 »	1168 »
Cubierta caja de fuego, ancho externo	1232 »	1245 »
Caja de fuego, largo interno	1824 »	2180 »
Caja de fuego, ancho interno	1051 »	1074 »
Tubos grandes, nro. y diám. afuera	—	21 127 mm.
Tubos chicos, nro. y diám. afuera	171-48 mm.	134- 48 »
Tubos del recalentador, nro. y diám. afuera	—	84- 35 »
Superficie de calefacción		
Tubos grandes y chicos	99.58 m.²	110.64 m.²
Caja de fuego	9.29 »	11.56 »
Termo sifón	—	—
TOTAL	108.87 m.²	122.20 m.²
Superficie del recalentador	—	19.5 m.²
Area del emparrillado	1.86 m²	2.32 »
Presión de la caldera	9.8 k/cm.²	11.25 k/cm.²
Fuerza de tracción a 85 % pres. caldera	9122 kilos	11013 kilos
Factor de adherencia	4.39	4.97

INFORME DEL RELATOR

Presenta el autor las modificaciones efectuadas en tres clases de locomotoras del Ferrocarril Central del Uruguay con el doble objeto de mejorar su eficiencia y adaptarlas a las actuales necesidades del tráfico.

Estas modificaciones pueden dividirse en dos partes:

a) En una primera parte están comprendidas las efectuadas en el generador de vapor, en el cilindro motor y en el rodado.

b) En una segunda parte quedan comprendidas las mejoras introducidas en los accesorios.

Modificaciones a)

Es de destacar en términos generales que además de lograrse una mayor eficiencia se ha conseguido una casi coincidencia en las dos curvas velocidad- esfuerzo tractivo de la caldera y de los cilindros (ver fig. 3, 6 y 9).

Se ha ido a un aumento de la superficie de calefacción y al consecuente aumento de área del recalentador; también se ha elevado el timbre de la caldera. Es de hacer notar la adopción del sifón térmico con la doble finalidad de aumentar la superficie calefactora y mejorar la circulación del agua en la caldera.

En estas modificaciones introducidas en la caldera es donde radica primordialmente el aumento de la eficiencia. Las variaciones hechas en las dimensiones de las ruedas motoras y acopladas y en el cilindro motor han sido fijadas por las condiciones impuestas por el nuevo destino en el tráfico de la locomotora y por el propósito de lograr la coincidencia de las curvas de las figuras 3, 6 y 9 ya señaladas: lograr en el cilindro la potencia de que se dispone en la caldera. Así por ejemplo, en la modificación de clase «F» a clase «T-1» se tuvo que reducir el diámetro de las ruedas motoras y acopladas al destinarse a trenes de mercancias; se mantuvo el mismo diámetro del cilindro.

En cambio en las modificaciones de las clases «R» a «R-4» y «H» a «W» en que tuvo que mantenerse el diámetro de las ruedas motoras y acopladas se aumentó el diámetro del cilindro.

En la modificación de clase «R» a «R-4», el cambio de válvula distribuidora plana por el de tipo cilíndrico mejora notoriamente el rendimiento orgánico de la locomotora.

Modificaciones b)

El autor destaca que el empleo de inyectores aspirantes y de aparatos precalentadores del agua de alimentación solo configuran una real economía cuando no existen abundantes bajadas y repechos ni frecuentes paradas, es decir, cuando las condiciones de operación imponen a tales aparatos un mayor lapso en funcionamiento.

Recomienda la mayor flexibilidad posible en la conexión entre máquina y tender para conducción del fuel-oil para evitar roturas.

Son notables las ventajas del cambio de ubicación de la válvula reguladora: colocarla entre el recalentador y los cilindros en vez de colocarla entre la caldera y el recalentador.

CONCLUSIONES

Me permito recomendar la publicación de este trabajo en los Anales del Congreso por los valiosos aportes a la solución de uno de los problemas más importantes de toda explotación ferroviaria: el aumento en la eficiencia de las locomotoras y la readaptación de las mismas a otros destinos en la explotación.

RESOLUCION DEL CONGRESO

Se acuerda su publicación en las Memorias del Congreso por su útil aporte informativo.

TEMA 10

TENDENCIAS DEL EQUIPO MOTRIZ FERROVIARIO.

AUTOR: *Ingeniero RALPH P. JOHNSON.*
SIN INFORME DE RELATOR.

86.

LA LOCOMOTORA «DUPLEX» DE CUATRO CILINDROS CONSTRUIDA PARA EL FERROCARRIL DE PENNSYLVANIA.

AUTOR: *Ingeniero RALPH P. JOHNSON.*
SIN INFORME DE RELATOR.

87.

Presento este trabajo con alguna reticencia, pues tengo concepto de que su tema central ha sido ya debatido en distintas ocasiones. Su utilidad dependerá en mucho, por lo tanto, del éxito que tenga en catalogar los diversos propósitos que entran en las tendencias del equipo motriz ferroviario y establecer, así, una base para la consideración objetiva del problema.

Antes de tratar acerca de los diferentes tipos de equipo motriz, será conveniente mencionar algunas de las influencias que inciden en las orientaciones del diseño de locomotoras. Se las podría enumerar como sigue:

1. La competencia que los Ferrocarriles tengan que contrarrestar.
2. Las limitaciones de vía y galibo que interfieran con el diseño del equipo motriz.
3. Disponibilidad de combustible, que obligue a un tipo determinado.
4. Consolidación o unificación de líneas.
5. Exigencias obreras que afectan la selección del tipo de equipo.
6. Influencias de la reciprocidad comercial.
7. Conocimiento exacto que se posea, en el sentido económico, de los costos de locomotoras, amortización, reemplazo, etc.
8. Influencias del tráfico.
9. Normas de explotación.

Examinaremos estos puntos brevemente:

1.—Competencia:

Se podrá pintar un cuadro desalentador de la competencia que habrán de sufrir los Ferrocarriles en el mundo de la post-guerra, pero convenir en ello equivaldría a arrojar por la borda toda nuestra fe

en la inventiva y en el espíritu de lucha de los Ferrocarriles y de quienes se ocupan del diseño y fabricación de esta clase de equipo. Cualquiera industria tiende a estancarse sin competencia, y el record de progreso de los Ferrocarriles, no obstante los monopolios del pasado, prueba que no han sucumbido a esa ley. El incremento del transporte aéreo, fluvial y motorizado, sin embargo, ha menester que los Ferrocarriles pongan a contribución todas sus facultades; y hace indispensable la cooperación, asimismo, de cuanto recurso se pueda disponer para adherir al ritmo de crecimiento de los países y conservar para los Ferrocarriles su antigua cuota del tráfico total.

El Presidente de una gran Línea Aérea dice que el avión aumentará el transporte terrestre, y de ninguna manera lo suplantará. El aeroplano competirá, seguramente, con ciertas formas del transporte de pasajeros, correspondencia y equipaje expreso, pero los Ferrocarriles obtendrán los fletes creados por la industria de la aviación, y la competencia podrá tener efectos beneficiosos sobre los planes ferroviarios mismos.

Los subsidios o primas gubernativos al transporte aéreo o por caminos podrán permitir a éstos ir más allá de sus márgenes económicos naturales. El presupuesto público da caminos a los camiones y autobuses; y campos de aterrizaje, faros, comunicaciones y estaciones meteorológicas a las líneas aéreas. Los problemas de transporte impuestos por la guerra demuestran que los gobiernos no pueden permitir, sin embargo, que los sistemas ferroviarios decaigan hasta un punto que perjudique su capacidad esencial en tales emergencias.

No hay duda que la competencia aérea y de caminos se equiparará con elementos de transporte representativos de todo el avance técnico que produjo el tiempo acelerado de la guerra. Y los Ferrocarriles no podrán contrarrestar esta competencia con las locomotoras anticuadas que componen la cuota más grande del inventario de equipo motriz de la mayoría de ellos. No hay empresa fabril alguna que pudiera supervivir con máquinas de tanta antigüedad relativa cuanto tiene la mayor parte de las locomotoras a vapor en servicio.

El rendimiento de las locomotoras modernas prueba concluyentemente que es un serio error económico empeñarse en perpetuar la existencia de una máquina de 30 años. En 1921 las locomotoras a vapor rendían alrededor de 25.000 millas entre reparaciones generales, contra 300.000 millas de las máquinas modernas a vapor y aún más de las Diesel eléctricas. Y, no obstante, en 1941, menos del 3 % de las locomotoras a vapor de propiedad de los Ferrocarriles de Primera Clase estaba bajo los 10 años de edad en los Estados Unidos, comparado con un 57 % que se hallaba en dicha categoría en 1914. En 1941 el 47 % de un total de 41.765 locomotoras a vapor estaba entre los 16 y los 26 años de edad en los Estados Unidos, y un 50 % pasaba de los 26 años. Si los Ferrocarriles han de competir en el mercado del transporte, deben hallar necesariamente alguna solución para un programa racional de renovaciones.

Parece evidente que las mercaderías de gran peso y volumen como carbón, granos, cemento, madera, ganado, etc., deberán continuar dependiendo de la movilización por ferrocarril, y que con esta base las Empresas pueden y deben costear las mejoras de su equipo, que les atraerían, a la vez, una proporción razonable del flete de alta calidad y del tráfico de pasajeros.

2.—Limitaciones impuestas al diseño de locomotoras por la vía y obras del Ferrocarril:

Es indudable que las limitaciones físicas de la vía, puentes, túneles, etc., han impedido la utilización del equipo motriz a su máxima ventaja. El aumento de potencia y velocidad exigen calderos más grandes y ruedas motrices de mayor diámetro. Las solicitaciones sobre la vía aumentan cuando el diámetro de las ruedas de los ténders y de los boguies de la máquina es pequeño. Los puentes antiguos de capacidad reducida imposibilitan la mejor disposición de ruedas. Los túneles de antaño, satisfactorios a otro respecto, constriñen las dimensiones de las locomotoras. Las curvas de radio escaso dan origen a serias dificultades debido al desplazamiento lateral de las máquinas. El gálibo restringe por igual a las locomotoras a vapor, Diesel y eléctricas.

El endurmientado de mayor sección, el lastreamiento más profundo y con mejor drenaje, el aumento de peso del riel, el perfeccionamiento de la unión de los rieles, la conservación cuidadosa de la vía, el anclaje amplio contra ondulaciones, la reducción del número de curvas, la compensación de gradientes y las muchas otras medidas similares que se podrían adoptar, serán incuestionablemente tan beneficiosas para el público como para las finanzas del Ferrocarril, y ayudarán en su cometido al proyectista de las máquinas.

3.—Disponibilidad de combustible:

El autor tratará aquí únicamente la perspectiva norteamericana. En los Estados Unidos hay carbón suficiente para tiempo todavía indeterminado, y, a pesar de las opiniones dispares, tampoco se ve el término de sus recursos petrolíferos. Si se resintieran, se podría importar, el país podría explotar esquistos, además, o producir combustibles sintéticos. La posición general de los otros países que se apoyan, también, en su sistema ferroviario como elemento fundamental de sus transportes internos, parecería aproximadamente similar.

Las locomotoras a vapor consumen alrededor del 20 % de la producción norteamericana de carbón, y más o menos el 14 % de la de petróleo. La elección de uno u otro combustible depende de la facilidad de aprovisionamiento y del costo. Los Ferrocarriles de los estados del Sur y del Oeste atraviesan zonas petrolíferas y, en algunos casos, son propietarios de pozos. Es sólo natural que consuman petróleo tanto en máquinas a vapor como en Diesel.

4.—Standardización:

Este es un tema delicado para el fabricante de locomotoras, pues son los Ferrocarriles quienes insisten en que se construyan las máquinas a vapor, y también las eléctricas, de características especiales y particulares para cada caso. Los Ferrocarriles se podrían beneficiar, no obstante, con algún grado de producción en masa de esta clase de equipo, que resultaría en costos menores y en facilidades de servicio y que no limitarían el progreso del arte. Los fabricantes de locomotoras Diesel han podido standardizar sus productos y sus precios lo reflejan; si se rompiera esa standardización, los costos subirían.

El general Young, en trabajo leido ante la Sociedad Norteamericana de Ingeniería Mecánica en diciembre de 1943, analizó el diseño de 100 locomotoras del tipo 4-8-4 construídas en un período de 12 meses que constituyeron el 25 % del total de las máquinas a vapor fabricadas en los Estados Unidos durante ese tiempo, y llegó a la conclusión que los 12 diseños distintos observados podrían haberse standardizado perfectamente en solo 2, con economía apreciable en costo y en el plazo de entrega.

El costo de fabricación de locomotoras, como el de cualquiera otra cosa, es afectado por la cantidad que se construye de un mismo diseño; y si la standardización produce la compra de un número mayor de locomotoras idénticas, el precio de éstas será menor.

5.—Exigencias obreras:

De los 10 ítems que forman el costo de explotación de locomotoras, el de conservación es el más importante, pues alcanza a más o menos el 40 % del total. En seguida vienen los de combustible y de jornales de las tripulaciones, cada uno de los cuales llega a alrededor del 20 %. La tendencia hacia cualquier tipo de equipo motriz es afectada por las exigencias obreras que le atañan en particular. El diseño de la locomotora a vapor es tal que será difícil hallar en ella sitio o trabajo para más de dos hombres, y ello rige, también, para la locomotora eléctrica. Sin embargo, cuando se acopla en tandem dos locomotoras a vapor o eléctricas, se ocupa dos tripulaciones. La tendencia es, por lo tanto, hacia unidades sencillas que necesiten solamente una tripulación. Las Diesel trabajan ordinariamente en línea principal acopladas en 2, 3 o 4 unidades. Si se les exigiera mayor tripulación, o aun sólo un tripulante en las unidades de atrás, el mayor gasto comprendería una seria desventaja para la Diesel en su forma presente. Parecería, entonces, que las unidades Diesel sencillas de gran potencia serían la forma preferida de diseño.

Por otra parte, las leyes «pro-ocupación» —como la exigencia reciente que se limite los trenes de carga a 70 vagones y a 14 los de pasajeros— podrán crear una tendencia hacia eficientes locomotoras más pequeñas, puesto que no sería económico usarlas a menos de su ca-

pacidad verdadera, en particular cuando se paga a las tripulaciones sobre la base del peso de las máquinas.

6.—Reciprocidad:

También este párrafo alude a aspectos norteamericanos, que tienen similitud con los de otros países. En 1943 los ferrocarriles arrastraron en los Estados Unidos 774 millones de toneladas de carbón bituminoso, que, en cifras redondas, equivalen a la cuarta parte de la carga total transportada. El ingreso producido por aquella movilización fué del orden de los 900 millones de dólares, o muy poco más de un octavo de las entradas brutas de los Ferrocarriles, ascendentes a 7.100 millones de dólares. Durante el mismo período, éstos consumieron un quinto del total de la producción de carbón, más o menos 124.000.000 de toneladas, las cuales, a un costo medio de $ 3.33 por tonelada, suman alrededor de 413 millones de dólares. Difícilmente podrían los Ferrocarriles norteamericanos despreocuparse de una industria que les procura 900 millones de dólares de ingresos.

En un año más normal, 1938, los Ferrocarriles norteamericanos obtuvieron de la industria petrolífera una entrada de 37 millones de dólares, pero gastaron 57 millones en combustibles líquidos. Durante el mismo año recibieron 511 millones de dólares por transporte de carbón y pagaron solamente 174 millones por el carbón que consumieron. De esta manera, la industria petrolífera recupera el 155 % de su contribución a los Ferrocarriles, mientras que a las minas de carbón sólo vuelve el 34 %. La industria petrolífera abandona a los Ferrocarriles cuando quiera que el consumo aumenta hasta cifras de importancia, y transporta por medio de navíos-estanques o construye oleoductos. Este aspecto de reciprocidad en el suministro de combustible aseguraría durante muchos años, por si solo, el empleo de locomotoras a carbón, y también influenciará los diseños en razón de las muchas indicaciones que existen, de que algún día se podrá quemar carbón pulverizado en motores Diesel y en turbinas a gas.

7.—Estadística:

La tendencia del equipo motriz del futuro dependerá esencialmente de factores económicos, puesto que se puede diseñar locomotoras a vapor, Diesel o eléctricas para cualquier servicio dado. Independientemente de cualesquiera ventajas relativas, la mayor inclinación hacia un tipo en particular residirá en la rentabilidad comparativa sobre el capital invertido. Por lo tanto, será conveniente establecer un método standard para contabilizar los costos de explotación de las locomotoras.

Muchos Ferrocarriles no cargan las reparaciones intermedias a las locomotoras individualizadas a que efectivamente corresponden. Esta práctica es equívoca, porque los costos de reparación aumentan con el tiempo. También es norma común dejar de incluir los débitos de la Cuenta Capital en los estados de costos de explotación, lo que es

igualmente equívoco, toda vez que se falsea los resultados en donde se compare locomotoras que cuestan una el doble que la otra, sin incluir amortización, intereses ni impuestos. Si se está considerando dos tipos de máquinas, debe compararse unidades equivalentes de ambas y de edad similar, pues de lo contrario se perderán de vista la influencia de la edad sobre los costos y del progreso continuado del arte.

La duración de la vida útil del equipo es un factor indispensable para determinar los costos de explotación; de ella depende la tasa de amortización, el monto de los intereses y el costo medio de reparación. La dificultad para fijar una cifra razonable de probabilidad de vida útil conduce a la práctica de omitir los cargos de la Cuenta Capital en los estados de costos de explotación. La duración de una locomotora que se somete regularmente a reparacoines generales no se basa en el desgaste de la maquinaria, ya que se la podrá reparar indefinidamente y seguirá arrastrando el mismo tren, a igual velocidad y con idéntico consumo de combustible, agua y lubricante que cuando estaba nueva, a pesar de que no quede en ella un adarme de material primitivo con que se construyó. La vida útil de una locomotora se basa, por lo tanto, en su obsolescencia. Hay métodos para calcular la vida económicamente útil de estas máquinas, aun cuando la vida estimada de servicio se base en la experiencia de cada Ferrocarril en particular; y será de gran utilidad para las Administraciones contar con un procedimiento standard para establecer la duración de esa vida económicamente útil. Aclararía el problema de fijar una política inteligente de reemplazos.

8.—*Influencias del tráfico*:

De cualquier tipo que sea, la locomotora es una herramienta, y su valor real depende de la inteligencia con que se emplee. En la utilización de esta clase de máquinas, es axiomático que mientras más caras sean, tanto más debe trabajárselas. Si no se obtiene de ellas un servicio razonablemente contínuo, será anti-económico a la larga usar equipo motriz de alto precio, cualquiera que sea el tipo. Este aspecto ha restringido la electrificación de ferrocarriles y afectará en grado menor a la locomotora Diesel eléctrica, también, hasta que los precios se equiparen.

9.—*Normas de explotación*:

Ha sido evidente desde hace bastante tiempo que la utilización del equipo motriz ferroviario ha ido muy atrás del adelanto técnico de las locomotoras, vagones y vía. Los Ferrocarriles deben muchísimo a la locomotora Diesel —aparte de las características propias de ésta— por haber puesto de relieve esta particularidad: el alto costo de este tipo de máquina exige que se le mantenga en servicio intenso y ello ha menester, a su vez, una técnica nueva de conservación y empleo. Estos principios son igualmente aplicables, casi sin excepción, a otros

tipos de equipo motriz ferroviario; y si son buenos para el Diesel, deben serlo del mismo modo para la máquina a vapor.

Nunca hubo nada inherente en una locomotora a vapor que le impidiera abarcar largas distancia; y, sin embargo, durante años no se las ha hecho pasar de una zona a otra, y aún hay Ferrocarriles que no corren sus máquinas tan lejos como debieran. El informe de 1941 de los Superintendentes de la Asociación Ferroviaria Norteamericana indica un recorrido medio diario de 195.5 millas en servicio de pasajeros, y 116.4 millas en carga, lo que no resiste comparación con una locomotora 4-6-4 del Milwauke que hizo 10 viajes redondos de 1.839 millas en cada sentido en 30 días, o sea un término medio de 613 millas por día calendario. Y esto sin atención especial.

Sólo tiene que estudiarse el record notable del Ferrocarril Norfolk & Western —de vía comparativamente corta— que tiene en servicio sus locomotoras a vapor 17 ½ horas de cada 24, para darse cuenta de lo mucho que se puede hacer para utilizar la capacidad disponible de las máquinas, que no se emplea. Este Ferrocarril se divide en cinco Distritos radiales a Roanoke y usa tres tipos de locomotoras, a saber: el 2-8-8-2 compound para el tráfico pesado de carbón; el 2-6-6-4 de simple expansión para el servicio de carga de alta velocidad, y el 4-8-4 para pasajeros. Todas estas locomotoras tienen menos de 10 años de edad y están equipadas con rodamientos de rodillo, lubricación mecánica, marcos integrales de acero fundido y todos los otros dispositivos que son característicos del diseño moderno. Sólo un tercio de la dotación de máquinas de carga de este Ferrocarril es de diseño moderno y, no obstante, este 33 % ejecuta el 68 % del kilometraje total de carga. Las locomotoras 4-8-4 de pasajeros están realizando un término medio de 15.000 millas por mes con recorridos individuales de 18.000 millas, con un costo de conservación 37 % inferior al de los tipos similares de 20 años atrás.

La estadística de muchos otros Ferrocarriles demuestra que la locomotora moderna de menos de 10 años, es capaz de duplicar el recorrido mensual de las máquinas de 20 años de edad; y en gran parte esta propiedad procede del hecho que las locomotoras modernas pueden correr 200.000 millas entre reparaciones, mientras que los tipos antiguos hacían difícilmente 100.000 millas. También contribuye el largo de los recorridos, como aquel del Santa Fe, de 1.788 millas entre Kansas City y Los Angeles sin cambiar máquina. Las locomotoras eléctricas del Ferrocarril Pennsylvania corren entre Wáshington y New York, en dos secciones con la misma tripulación. Y en donde la gran distancia lineal no existe, el kilometraje se puede obtener volviendo rápidamente desde los terminales.

Se menciona frecuentemente la desventaja de la locomotora a vapor, de tener que detenerse para hacer agua y combustible, y no hay duda que se podría estudiar provechosamente la mejor ubicación de las aguadas, estaciones de combustible y facilidades de servicio. Un Ferrocarril, por ejemplo, informa de una economía de 55 minutos por

cada tren de carga en dos estaciones terminales como resultado de disposiciones para tomar carbón, agua y arena, botar fuegos y revisar las locomotoras en una sola operación. Se necesitan únicamente cuatro minutos para tomar 15.000 galones de agua y 30 toneladas de carbón. Todos conocemos las aguadas deficientes que retardan una máquina 15 minutos en donde se podría emplear 5; y si un mayor número de Ferrocarriles aprovisionara de agua a sus locomotoras durante la marcha, se podrían eliminar estas detenciones.

Las facilidades adecuadas para la revisión y reparación de locomotoras contribuirían, asimismo, a su empleo intensivo. Los automóviles, camiones y autobuses no lograrían el rendimiento de que gozan sin las facilidades modernísimas que ponen a su alcance las estaciones de servicio que se encuentran en todos los caminos de los Estados Unidos. Las rutas aéreas están dotadas de estaciones que proporcionan aún mayores facilidades para el servicio de los aviones. La participación de los ingenieros de la industria automovilística en el desarrollo de la locomotora Diesel ha sido decididamente beneficiosa, pues han introducido en el ambiente ferroviario sus ideas de conservación, standardización de partes y facilidades necesarias para la eficiencia del servicio, y existe toda clase de razones para que estos principios se apliquen al diseño, construcción y conservación de las locomotoras a vapor.

Los Ferrocarriles estudian activamente ahora la utilización máxima del equipo motriz, y se están descubriendo muchas economías que se olvidaban, antes de que la locomotora Diesel llamara su atención hacia tales materias. Cualquiera que sea el tipo, el mayor aprovechamiento de las locomotoras redundará en costos menores de explotación y en una mejoría de la posición competidora de las Empresas.

He procurado describir algunos de los complejos factores que influencian las tendencias a largo plazo del equipo motriz, y ha llegado el momento de echar una mirada sobre el estado actual del arte. El advenimiento de la energía Diesel en el campo de los ferrocarriles, de conjunto con la fuerte competencia que experimentaban éstos a manos de los otros métodos de transporte, sirvió de estímulo a la industria ferroviaria. Aparecieron nuevos coches, nuevos trenes y nuevas locomotoras, y se impulsa nuevos proyectos todavía; y puesto que los gastos relacionados con el equipo motriz constituyen el 30 % del total de desembolsos de explotación de las Empresas, existe justificación sobrada para centralizar la atención en las mejoras de que son susceptibles estas máquinas.

En las observaciones que siguen, no es mi intención considerar los méritos relativos de los distintos tipos de equipo motriz, sino, solamente, puntualizar sus ventajas más comunes y llamar la atención hacia lo que se está haciendo o a lo que se podría hacer para mejorarlos. Si dedico más espacio a la locomotora a vapor, ello se debe a que este tipo señala la mayor actividad de la época y a que sus posibilidades de adelanto son más evidentes.

Locomotoras Diesel:

La locomotora Diesel, en virtud de su gran esfuerzo de tracción al arranque y en la gama de baja velocidad, sus pérdidas reducidas en vacío, su gran disponibilidad y su limpieza, ha tomado ya completamente el servicio de maniobras. No creo que experimentará competencia de cualquiera otra forma de equipo motriz en el futuro para esta clase especial de servicio.

En el servicio de línea la situación es diferente, pues la disponibilidad depende más allí del número de trenes y de la cantidad del tráfico; y, en general, dado un trabajo continuo sobre largas distancias, el costo del combustible consumido por la máquina Diesel para realizar una cantidad determinada de transporte, es aproximadamente el mismo que el de la locomotora a vapor. Con pocas paradas, la aceleración más rápida de la locomotora Diesel tiene menos influencia sobre el itinerario total, y la limpieza es de menor importancia en el campo abierto. Hay otras características de la máquina Diesel, sin embargo, que son importantes en el servicio de línea. Por ejemplo, en las zonas desiertas o de aguas malas, la independencia del Diesel, en cuanto al agua, es muy importante. También es valiosa la posibilidad de freno dinámico del Diesel, y, en cualquier Ferrocarril, el bajo peso por eje de esta locomotora es atrayente.

Una locomotora Diesel de 2.000 HP. con todo su peso en 6 ejes, produce un peso por eje de únicamente 52.000 libras, más o menos. Una máquina de 4.000 HP. en dos unidades no aumentaría aquel peso por eje, ni tampoco una locomotora de 6.000 HP. en tres unidades. Independientemente de otras consideraciones, sería difícil construir una locomotora a vapor de 4.000 HP. y características comparables de arrastre dentro de un peso por eje tan bajo. Este solo hecho ha producido la adopción de muchas Diesel, muchos Ferrocarriles con línea sencilla, riel liviano y pequeña capacidad en sus puentes no habrían podido atender el tráfico de la guerra con máquinas a vapor sin modificaciones costosas en la vía.

La locomotora Diesel no tiene todavía contendor en el terreno del rendimiento térmico; convierte el calor en trabajo en el punto de liberación de aquél, con un rendimiento del orden del 30 %. Esto compara con un 6 a 8 % de la locomotora a vapor. Los proyectistas Diesel, por lo tanto, no necesitan preocuparse de esto y pueden confinar sus esfuerzos a mejorar la relación de peso a potencia del motor mismo, para producir mayor cantidad de energía en un volumen dado; y, mediante el uso de materiales y procedimientos perfeccionados, mejorar el comportamiento y reducir el costo de conservación. Debido a la exigencia de tripulaciones más numerosas, la tendencia va hacia motores Diesel de velocidad y presión media efectiva más altas, disminuyendo el número de unidades por locomotora.

Los motores más livianos ayudarán, también, a mantener la superioridad del Diesel de bajo peso por eje.

El proyectista Diesel deberá preocuparse de aumentar la capa-

cidad de petróleo y agua para el caldero de calefacción. Sin tender, y con una cabina llena de elementos le va siendo cada vez más difícil satisfacer las necesidades de los Ferrocarriles en este sentido. En donde tienen que calefaccionar un tren de pasajeros, algunos Ferrocarriles han tenido que llevar agua en vagones de equipaje para alimentar el caldero de calefacción.

Por el momento la locomotora Diesel está ligada a la transmisión eléctrica entre motor y ruedas, que es ideal, pero que es pesada y cara. Constituye alrededor del 40 % del costo total. Se está haciendo poco al presente en la transmisión mecánica o hidráulica, que ofrece posibilidades interesantes y que ceo que merece más atención.

No habrá de estancarse, ciertamente, el diseño de la locomotora Diesel, pero es probable que no cambien mucho sus características fundamentales, puesto que su superioridad en rendimiento térmico y en bajo peso por eje no se halla amenazada.

Locomotoras eléctricas:

Parece que las locomotoras eléctricas están en una posición aún más estable que las Diesel: son el equipo motriz ideal para el hombre de tracción, y han trabajado maravillosamente en todas partes.

Mediante la electrificación de una arteria principal de las líneas congestionadas del Este al mar, el Ferrocarril Pennsylvania ha dotado a ese distrito con un standard de servicio que habría sido imposible con ningún otro tipo de maquinaria motriz. Corren trenes de pasajeros con 18 a 20 coches, arrastrados por locomotoras capaces de ejercer hasta 9.000 HP., y trenes de carga de hasta 12.000 toneladas en itinerarios que antes se consideraban excelentes para el servicio de pasajeros.

La energía entregada por una locomotora eléctrica puede ser aproximadamente el doble de una Diesel u otra a vapor. Ello es posible porque se alimenta por una línea de contacto respaldada por todo un sistema de generación y de distribución, lo que también le permite operar con grandes sobrecargas momentáneas, que la son muy útiles para el arranque y en gradientes cortas. El rendimiento de la locomotora eléctrica es escasamente afectado por el frío.

Desafortunadamente, la inversión de capital necesaria para subestaciones, líneas de transmisión y de contacto, etc., hacen que la electrificación sea prohibitiva, excepto en donde la intensidad del tráfico sea muy grande. Este factor continuará retardando el uso de locomotoras eléctricas.

Locomotoras recíprocas a vapor:

¿Cuál es el futuro de la locomotora a vapor? Básicamente ha retenido las características originales del diseño de Stephenson de 1830, porque ha resultado ser el más adecuado para las necesidades ferroviarias. Tomemos el tiraje, por ejemplo. El éxito de la primera locomotora no estuvo asegurado sino hasta 1827, cuando el vapor de es-

cape de los cilindros se aplicó a través de un tubo soplador, a la chimenea, para aumentar el tiraje en el fogón. Esta disposición ajusta el tiraje automáticamente a las exigencias de la energía entregada. Es sencillo, barato, fácil y tan automático como la respiración; y las ventajas indudables de los ventiladores de tiraje forzado o inducido, sencillamente, no pueden competir económicamente con aquél todavía.

Consideremos el caldero de tubos de humo que se emplea en la locomotora a vapor. Puede generar vapor en cantidades mayores y más rápidamente en espacio dado, que cualquier otro tipo de caldero. Repárese en su capacidad para evaporar 100.000 libras de agua por hora a presiones hasta de 300 libras, con una temperatura total de vapor de 750°F., y aún sólo pesar alrededor de 65 toneladas, incluyendo precalentador de agua, recalentador, parrilla y toda la cañería y accesorios de menester. Cuando se agrega a esta gran capacidad en espacio reducido, su sencillez de construcción, pequeña conservación y propiedad de responder rápidamente a las demandas variables de energía, resulta evidente por qué este tipo ha satisfecho tan admirablemente las necesidades de los Ferrocarriles. También se ha usado mucho en destroyers por la misma razón. Libera tanto como 400.000 BTU. por pie cúbico de volumen de combustión, respecto del caldero estacionario más eficiente que sólo produce 70.000 BTU. por pie cúbico. Evapora en un tiempo dado 10 veces más agua que una instalación estacionaria de 25 % de rendimiento térmico, con pocos de los elementos economizadores y con menos de 1/10 del peso y del espacio requeridos por la instalación fija. Si pudiera hacer todo esto con el mismo rendimiento, reemplazaría al caldero estacionario normal.

Otro punto que cuenta en la popularidad de la locomotora a vapor es el abuso que puede soportar. Puede sobrecargársele hasta que se pare, y no se daña. La caja de herramientas normal, en su caso, sólo contiene un martillo y un cincel. Siempre es posible agregar uno o más vagones a la locomotora a vapor, mientras que no ocurre lo mismo con las máquinas eléctricas ni Diesel-eléctricas. No se puede pasar por alto la robustez de la locomotora a vapor.

Menciono estos detalles fundamentales, pues ellos son los que caracterizan el diseño de la locomotora a vapor. Se han hecho muchos esfuerzos para mejorar el rendimiento térmico de estas máquinas. Como se recordará, se han hecho numerosas tentativas en los Estados Unidos y en el extranjero para construir locomotoras de turbo-condensador, calderos de tubos de agua, locomotoras de alta presión, múltiple expansión, etc. La mayor parte no ha supervivido a consecuencia de que el mayor rendimiento ha sido contrapesado por costos más altos de explotación y conservación, intereses sobre el capital invertido o comportamiento inseguro. Por otra parte, muchos refinamientos del diseño básico han satisfecho las exigencias rigurosas del servicio, han aumentado la disponibilidad con costos menores de conservación y se han incorporado a las máquinas modernas, como por ejemplo el recalentador, precalentador de agua, partes recíprocas livianas, aceros

aleados, dispositivos de desplazamiento lateral, marcos fundidos y cilindros integrales, lubricación mecánica, rodamientos de rodillo, válvulas de movimiento vertical y tenders de mayor capacidad. La locomotora a vapor nunca logrará incrementos dramáticos en su rendimiento térmico, pero estoy seguro que su perfeccionamiento constante será ininterrumpido; y también abrigo la certidumbre de que las propiedades que la han hecho popular hasta hoy le asegurarán un sitio destacado en la dotación de máquinas de los Ferrocarriles del futuro.

Y ahora, ¿qué se está haciendo para mejorar la locomotora recíproca a vapor corriente?

1—Válvulas de movimiento vertical:

Una locomotora recíproca a vapor con válvulas del tipo de pistón no puede disponer el movimiento de las válvulas para obtener el mejor rendimiento del vapor a *todas* las velocidades, pues ellas tienen una carrera invariable. La válvula de movimiento vertical, permitiendo regular la sucesión de hechos independientemente entre sí, da la oportunidad de usar el vapor mejor, en particular a altas velocidades. Con presiones medias efectivas a altas velocidades de marcha, aumenta la potencia entregada. En la actualidad hay válvulas de movimiento vertical en servicio en varios Ferrocarriles, en donde han demostrado su eficacia; y están en el proceso de evolución algunos tipos más livianos y más baratos.

2—Consumo de carbón pulverizado:

Ofrece la posibilidad de rendimiento considerablemente superior de combustión, con un combustible de que disponemos en cantidades ilimitadas.

Su empleo en calderos de locomotoras ha sido siempre perjudicado por la escoriación; no existe dificultad, en efecto, para conseguir buena combustión en el fogón de una locomotora, pero esto sólo constituye la mitad del problema. La temperatura de fusión de las cenizas del carbón es de aproximadamente 2.200°F. A una temperatura de combustión de más o menos 2.800°F., la ceniza se funde y se adhiere rápidamente al fogón, con lo cual disminuye la transmisión de calor. El fogón debe ser, por lo tanto, de dimensiones suficientes para enfriar las cenizas a menos de 2.200°F. antes de que establezcan contacto con cualquier superficie absorbente de calor, o, en su defecto, admitir aire en exceso para realizar dicho enfriamiento. Esto es aún difícil en la práctica de calderos estacionarios, en donde se dispone de espacio amplio. Nueve de los grandes Ferrocarriles consumidores de carbón han combinado sus recursos y experiencia con la General Electric y Babcock & Wilcox para proyectar y construir un caldero de locomotora a vapor para quemar carbón pulverizado. El caldero ya ha sido fabricado y se le está probando.

3—Presiones y temperaturas más altas:

La energía que se puede almacenar en una cantidad dada de vapor aumenta con la presión y la temperatura del vapor y, de consiguiente, se necesita menos agua para desarrollar una suma determinada de potencia. También se puede obtener más potencia expandiendo el vapor a mayor grado en los cilindros, y así se logra una máquina de mayor capacidad con el mismo peso. Como el vapor de alta presión ocupa menos espacio por unidad de peso, los cilindros y otras piezas resultan menores. Las ventajas provenientes de las altas presiones tienen un límite, puesto que a cualquier temperatura dada el calor aumenta a tasa declinante respecto del aumento de presión, y cae rápidamente sobre las 600 libras por pulgada cuadrada. Parecería que el límite de presión para locomotoras estaría en los alrededores de 800 libras, sin tener que ir a espesores exagerados de material.

De todas maneras, no se pueden lograr las ventajas precedentes de las altas presiones en el caldero normal con estayes, dado que el fogón soportado en esta forma, resulta progresivamente impracticable con presiones superiores a 350 libras por pulgada cuadrada. El aumento necesario en el diámetro de los estayes y su correspondiente disminución de espacio, hacen que la chaqueta de agua entre estayes resulte inadecuada para una buena circulación. Si se emplea presiones más altas que 350 libras por pulgada cuadrada, es indispensable usar un caldero de tubos de agua, lo cual, a su vez, trae varios otros problemas a los Ferrocarriles. Enumeraremos algunos:

1. Se necesitan válvulas y fittings especiales para resistir la presión y la acción cortante del vapor de alta presión.

2. Las envolventes para el vapor y el agua resultan pesadas, caras y difíciles de fabricar.

3. La soldadura de muchos tubos muy cercanos uno al otro es difícil.

4. Se tendría que buscar otra forma de prever la resistencia estructural de la locomotora, que ahora procede del caldero.

5. Dificultad de mantener el nivel de agua en las gradientes.

6. Si se adopta circulación forzada, la seguridad de trabajo de las bombas será importante.

7. Se requerirá muy buena agua de alimentación, que es escasa en los ferrocarriles.

8. Será necesaria la limpieza con ácido de los tubos, lo cual no es un trabajo sencillo.

9. Deberá proyectarse tipos nuevos de recalentadores.

10. Habrá poco espacio para el almacenamiento de vapor para atender demandas momentáneas.

11. Mejor rendimiento de menester en la combustión para disminuir las pérdidas por la chimenea.

12. ¿Cuán alta debería ser la presión?

13. ¿Qué tipo de máquina debería adoptarse para la alta presión?



14. ¿Se puede generar todo el vapor necesario para una locomotora de gran tamaño en un caldero de esta clase?

A pesar de las dificultades, se está investigando estas materias; el Instituto de Investigaciones de la Locomotora a Vapor, grupo técnico formado por los tres mayores fabricantes de los Estados Unidos, ha proyectado un caldero de tubos de agua de 500 libras por pulgada cuadrada, 800°F., y The Baldwin Locomotive Works lo está construyendo para determinar qué es lo que se podría conseguir.

4—Calderos soldados:

Como se ha dicho antes, el caldero contribuye con la cuota más alta a los gastos de conservación, y uno de los caminos más seguros para reducirla sería el de soldarlo completamente; aumentaría la disponibilidad de la locomotora y disminuiría el peso. El caldero constituye alrededor del 30 % del peso de una locomotora en vacío, y si se eliminaran las cubrejuntas, las uniones de solapa y los remaches, habría una economía apreciable de peso.

Fuera de lo anterior, también se eliminaría una de las causas del mayor costo de conservación, como el agrietamiento de los paños del barril a consecuencia de las rajaduras intercristalinas.

Se ha precisado bien que este fenómeno ocurre cuando se reúnen simultáneamente las condiciones que siguen:

1. Agua de alimentación con hidróxido de sodio.
2. Estado físico que permite alta concentración de las materias sólidas disueltas en el agua.
3. Contacto de la solución concentrada con metal del caldero fuertemente solicitado.

Un caldero remachado se halla solicitado en donde los remaches aprietan las planchas; el agua escurre lentamente dentro de los intersticios entre las planchas, el vapor escapa a la atmósfera y deja los sólidos disueltos atrás, que en seguida se concentran entre las planchas y en derredor de los remaches. Esta materia sólida agrieta finalmente las planchas y los remaches; y todas estas filtraciones se evitarían, por cierto, si las costuras fueran soldadas.

Además de los esfuerzos inducidos en las planchas durante la fabricación del caldero, el calafateo tiende a aumentar su concentración en los puntos en donde se manifiestan las rajaduras intercristalinas; el trabajo en frío de las planchas gruesas, el cambio violento de rigidez de la sección que proviene de la superposición de las planchas o de la aplicación de cubre-juntas y el fuerte calafateo que se necesita, se combinan todos para producir cambios imprevistos en la concentración de esfuerzos o altos esfuerzos iniciales en puntos dados.

Los paños del barril se agrietan a menudo dentro de períodos muy breves de servicio en zonas de aguas malas, y la eliminación de la causa economizaría mucho dinero a los Ferrocarriles. El caldero soldado solucionaría el problema completamente.

La mayor parte de las explosiones de calderos se deben a que la

tripulación deja que el agua baje más abajo de la plancha de cielo, lo que permite que ésta se queme y falle. Como esto no tiene relación alguna con el método de fabricación, la soldadura no tendrá influencia sobre la seguridad del caldero. En verdad, la soldadura moderna es tan buena que en muchas explosiones, en que el caldero se ha despedazado, se ha rajado a lo largo de las planchas, y no en las soldaduras. Los calderos soldados son normales en la práctica estacionaria y marina, y aun cuando la Interstate Commerce Commission no ha levantado todavía todas las restricciones respecto a la soldadura de los barriles de calderos de locomotoras a vapor, permite construirlos a los Ferrocarriles para prueba.

Creo que al presente hay siete calderos soldados en construcción, y que después de que se les haya probado suficientemente en servicio, señalarán la norma futura al efecto.

5—Locomotoras Compound:

La locomotora compound con el caldero corriente de tubos de humo, tiene un lugar propio en la práctica ferroviaria extranjera, y ello se debe, en gran parte, a la situación del combustible. Los franceses sostienen un aumento de 8 % en el rendimiento de una máquina con cuatro cilindros compound equilibrados respectos de una de dos cilindros de simple expansión; y dado un precio del carbón equivalente a 8 dólares la tonelada, ello significa una economía apreciable. En los Estados Unidos, en donde el carbón cuesta normalmente alrededor de 3 dólares por tonelada, la economía resultante de la múltiple expansión no ha sido bastante para contrarrestar el mayor costo de conservación de estas locomotoras. Pero si se desea presiones más altas, la máquina recíproca deberá usarse con expansión múltiple para aprovechar sus ventajas. El Instituto de Investigaciones de la Locomotora a Vapor también está trabajando en este problema.

6—Locomotoras de cuatro cilindros, de marco rígido:

Los altos empujes de pistón que son inherentes a las locomotoras 4-8-4 y 2-10-4 modernas, y los costos superiores de conservación que comprenden para los descansos, botones, ruedas, etc., han puesto de relieve las ventajas del tipo Duplex de cuatro cilindros que se ha construído en disposiciones de ruedas 4-4-4-4 y 4-4-6-4.

Fuera del menor empuje de pistones en la máquina de cuatro cilindros, la disposición general permite la adopción de carrera más corta, puesto que se necesita menos resistencia en los ejes y botones, ya que los menores diámetros hacen posible colocarlos más cerca en los centros de ruedas. Esto, a su vez, resulta en menores velocidades de pistón; y como las superficies de los diagramas del indicador se rigen por las revoluciones por minuto y las velocidades de pistón, las velocidades más bajas aumentan dicha superficie e implican, en consecuencia, presiones medias efectivas más altas.

Este tipo permite, además, la disposición más sencilla de bielas motrices de conjunto con las mejores condiciones posibles para el acoplamiento de las bielas auxiliares, que sólo necesitan ser de largo suficiente para transmitir la carga a una parada de ruedas, en contraste con las largas bielas acoplantes que son menester en el tipo 4-8-4 en que debe transmitirse la carga a tres paradas de motrices.

En seguida, es un hecho fundamental que la fricción de la maquinaria aumenta con el número de ruedas acopladas; dividiendo las ruedas motrices de una locomotora 4-8-4 en dos grupos como en el tipo 4-4-4-4, o las de una 2-10-4 en una 4-4-6-4, se disminuye la fricción y se obtiene mayor fuerza de arrastre, especialmente en la gama de altas velocidades.

Cuando Baldwin comenzó a trabajar en los diseños de cuatro cilindros, no existía aún en el comercio una válvula de movimiento vertical, pero a pesar de ello, uno de los aspectos más favorables del tipo de cuatro cilindros radicaba en su capacidad mejorada para manejar el vapor a través de cuatro válvulas de pistón, en lugar de dos. Una locomotora 4-8-4 con cilindro de 27″ y válvula de pistón de 12″ se halla decididamente limitada en alta velocidad debido a la incapacidad de la válvula para manejar al vapor eficientemente. En el caso de una máquina 4-4-4-4 equivalente, tendríamos cuatro cilindros de 20″ de diámetro y cuatro válvulas de pistón de 12″, lo que equivale a una válvula de pistón de 24″ en cilindro de 28″, puesto que el área de dos cilindros de 20″ es igual a la de uno de 28″. De este modo, la relación de diámetro de válvula a cilindro aumenta de 44 % en las 4-8-4 a 86 % en las 4-4-4-4, y de consiguiente la capacidad para manejar el vapor con mayor eficacia.

Una locomotora de este tipo, provista de válvulas Franklin de movimiento vertical, construída para el Ferrocarril Pennsylvania, produjo resultados notables en la Planta de Pruebas de Altoona. Se obtuvo temperaturas de vapor de 800°F con recalentador tipo A de un haz; se halló que la potencia máxima del caldero correspondía a una velocidad de cien millas por hora a pleno regulador, con admisión limitada a 20 % y un régimen de combustión de 252 libras de carbón seco por pie cuadrado de superficie de parrilla por hora. La evaporación en esta prueba fué de 105.475 libras de agua por hora; la pérdida de presión desde el caldero hasta la cámara de válvulas nunca fué superior a nueve libras con la evaporación máxima. Se computó el consumo mínimo de agua, de 13.6 libras, a la velocidad de 76 millas por hora con admisión limitada de 20 %. La potencia máxima indicada fué de 6.552 HP. a una velocidad de 85.5 millas por hora y 25 % de admisión; y los HP. máximos en el enganche, de 6.100. El rendimiento de la maquinaria estuvo sobre el 90 % a todas las velocidades; y el rendimiento total más alto fué de 8 %. Cito estas cifras para demostrar que hay locomotoras a vapor en el mercado, de características sobresalientes que pueden hacer frente a cualquier competencia.

Locomotoras de turbina a vapor:

En lo que precede se ha tratado de los diseños que atañen a la locomotora recíproca ordinaria. Hay otro tipo de locomotora a vapor que trabaja al presente en servicio diario en los Estados Unidos y que se muestra promisoria. Me refiero a las locomotoras de turbina a vapor de transmisión por engranajes, construída por Baldwin-Westinghouse.

Se han construído anteriormente locomotoras con turbinas, de condensación y sin ésta, acopladas directamente y con transmisión eléctrica; y probablemente el único comentario de menester es que no se las volvió a fabricar. El condensador es complicado y necesita más espacio del que se dispone; su conservación es cara, también. Por lo tanto, los esfuerzos más recientes han correspondido a los tipos sin condensador. Las ventajas de mayor potencia de la turbina por unidad de vapor, torque uniforme y conservación barata la han hecho atrayente a pesar de las variaciones de su rendimiento con la carga. Las ventajas son:

1. 15 a 20 % de mejor rendimiento térmico que la locomotora recíproca a vapor, normal, de dos cilindros.
2. Eliminación de las partes recíprocas, incremento dinámico y fuerzas no equilibradas.
3. Base rígida más corta en igualdad de potencia.
4. Posibilidad satisfactoria de menor diámetro de ruedas.
5. Centro de gravedad más bajo.
6. Comportamiento mejorado en alta velocidad.
7. Mayor disponibilidad debido a menor atención en la línea.

Esta locomotora ha hecho alrededor de 35.000 millas de servicio ordinario, y los engranajes no muestran desgaste; y si la turbina y engranajes no necesitan atención entre reparaciones generales, digamos 300.000 millas, esta locomotora lograría un costo muy bajo de conservación.

Ya se están preparando diseños para ampliar la transmisión de engranajes a más de dos paradas de ruedas; y del éxito de la transmisión de la turbina se podrá capitalizar, en toda su amplitud, en las ventajas de las altas temperaturas y presiones. Se están, igualmente, proyectando locomotoras con turbinas a vapor y transmisión eléctrica, y se han recibido varias órdenes en este tipo.

La aplicación de turbinas a vapor ha revivido el interés que antes se tuvo en otros dispositivos que los ya mencionados, que se habían experimentado sin éxito. Por ejemplo, un buen condensador reduciría bastante las presiones de escape y suministraría agua excelente para la alimentación del caldero. La dificultad del problema reside en la disipación del calor de condensación a la atmósfera, aire que constituye el único medio de disipación en una locomotora. Las instalaciones estacionarias emplean una gran cantidad de agua para este objeto. En locomotoras se ha ensayado la ubicación del condensador en un vehículo separado, con espacios de vapor finamente divididos, en-

friados mediante una cantidad limitada de agua que se recircula después de ser enfriada ella misma por el aire inducido con la marcha de la máquina y suplementado por ventiladores. Hasta ahora, ello no se ha logrado dentro de pesos y tamaños razonables; y en zonas calurosas, en donde las temperaturas del orden de los 110°F. son comunes, este tipo resulta inútil. Para obtener así sea un pequeño vacío, tendría que emplearse una cantidad desproporcionada de la energía generada en los ventiladores de enfriamiento y en las bombas. Sin embargo, la locomotora de condensación es un problema de vivo interés, y podrá convertirse en realidad algún día mediante el progreso de la refrigeración, con grandes ventajas para el rendimiento térmico de las locomotoras a vapor y la conservación del caldero.

El tiraje es otro aspecto que se está investigando continuamente; el forzado o inducido mecánicamente ayudaría a la locomotora a vapor de muchas maneras, pero, hasta la fecha, lo ha hecho a expensas de la sencillez, seguridad y conservación. El problema dificilísimo para el proyectista es el de diseñar partes movibles que sean capaces de manejar el volumen enorme de gases en el extremo delantero de la máquina, ya muy lleno de accesorios, y que está expuesto además, a la acción de los gases calientes y de las cenizas abrasivas, y la variación del tiraje de menester para las cargas variables, que es ahora automática, tendría que controlarse por otro medio. El tiraje, como hemos dicho, ofrece un campo interesante que depende de perspectivas económicas y que no debe contrarrestarse con los costos altos de conservación ni la inseguridad de la maquinaria.

Locomotoras de turbina a gas:

Teóricamente la turbina a gas y el motor de combustión interna son muy parecidos. En ambos se comprime aire, se quema combustible, y los gases de alta temperatura se expanden a la atmósfera; y producen energía útil en exceso de la requerida para comprimir el aire. El motor de combustión interna emplea sólo una estructura para realizar estas tres etapas, y debe hacerlas sucesivamente, de lo cual resulta una interrupción en la entrega de energía. La turbina a gas separa los tres escalonamientos en mecanismos especiales para cada uno y puede trabajar ininterrumpidamente, por lo tanto, con una entrega constante de energía desde la turbina. Con los mecanismos separados, las velocidades pueden ser altas, y en consecuencia, el peso total de una planta motriz de turbina a gas puede ser considerablemente inferior al de una máquina de combustión interna.

Los tres elementos principales: compresor, combustor y turbina, componen la unidad motriz que se conecta al generador o al eje que trasmite la energía útil, y, asimismo, a un dispositivo para el arranque. Es menester algún agente externo para el arranque, en la forma de un motor o compresor de aire, pues el combustor no puede suministrar aire caliente a presión para energizar la turbina hasta que no reciba aire del compresor, el cual, a su vez, obtiene energía de la turbina. El ciclo no es, por lo tanto, auto-arrancador.

Los primeros inventores no tuvieron éxito en construir unidades suficientemente eficientes para energizar su propio compresor, y menos todavía para producir cualquier energía neta. Les faltaron materiales capaces de soportar las altas temperaturas que intervienen, y turbinas y compresores de rendimiento adecuado.

El rendimiento térmico del ciclo simple de una turbina a gas varía con las temperaturas de trabajo, como sigue:

750°F.	9.5 %	de rendimiento térmico
1.000°F.	16.0 %	» » »
1.200°F.	23 a 28 %	» » »
1.500°F.	30 a 35 %	» » »

En consecuencia, cuando la metalurgia produzca materiales, en cantidades comerciales, a precios razonables, posibles de ser fabricados mediante procedimientos comerciales y capaces de trabajar a 1.500°F. o más durante largos períodos de tiempo, tendremos una máquina que igualará el rendimiento térmico del motor de combustión interna y que sobrepasará el de la máquina o el de la turbina a vapor.

El rendimiento del ciclo simple de la turbina a gas es atrayente sólo a altas temperaturas, pero puede ser mejorado a bajas temperaturas mediante varias combinaciones de distintos agregados prácticos aún cuando complicados, tales como regeneradores, interenfriadores y recalentadores.

La turbina a gas sería una buena planta motriz para locomotoras, puesto que:

No necesita agua.
Pesa poco.
Exige espacio reducido.
Debiera tener un bajo costo de conservación.
Carece de partes recíprocas.
Puede quemar cualquier petróleo de limpieza razonable.
Tiene un costo bajo de lubricación.
Ausencia de humo, debido al gran exceso de aire.

No se necesitan resistencias eléctricas para el freno dinámico, pues la energía de la retardación puede ser absorbida por la unidad motriz.

La inhabilidad de esta turbina para reversar la marcha, y el hecho de que su rendimiento es satisfactorio a plena carga, pero que decae fuertemente a cargas parciales, hace recomendable la transmisión eléctrica en ella.

El buen rendimiento térmico de consumo con las posibilidades de poco peso, llevan a la turbina a gas a ser una «forma natural» de planta motriz para locomotoras. Los Ferrocarriles Federados Suizos ya tienen en trabajo una locomotora de 2.200 HP. construída por Brown Boveri en 1941, provista de turbina a gas. No se ha probado completamente, pero ha arrojado rendimientos térmicos de más o menos 11 %. Aunque es bajo considerando sus posibilidades, es alto comparado con el de las locomotoras a vapor.

Varias Empresas han realizado largos estudios en este país sobre

el diseño de locomotoras de turbina a gas, y tanto Allis Chalmers como la General Electric Company, tienen estos proyectos ya terminados. Aún cuando se prevé transmisión eléctrica en ambos casos, el peso ineludible del equipo eléctrico, señala lo ventajoso que sería el desarrollo de alguna clase de transmisión mecánica. Allis Chalmers ha diseñado una transmisión que comprende un reductor de velocidad, un convertidor de torque y un acoplamiento hidráulico y que espera que reproducirá esencialmente las características favorables del comportamiento de la transmisión eléctrica y que tendrá, además, algunas ventajas de peso y rendimiento.

En la actualidad sólo el petróleo es adecuado como combustible para la turbina a gas, pero se puede emplear casi cualquier tipo, lo que no sucede con el motor Diesel. Sería conveniente contar con una turbina a gas que consumiera carbón; y se han hecho experimentos con carbón pulverizado, pero el proyectista se encuentra ante un problema agudísimo cuanto a la elección que tendría que hacer, entre retirar las cenizas de la cámara de combustión y turbina o hallar un material para los alabes que soporte la erosión proveniente de cantidades relativamente grandes de sólidos abrasivos. Sin embargo, un Comité de Fomento, nombrado por un grupo de Ferrocarriles transportadores de carbón y por productores de carbón bituminoso, se está preocupando activamente de resolver este problema. Se han desarrollado nuevos métodos de pulverizar carbón, y varios Laboratorios están trabajando en distintas fases de la combustión del carbón pulverizado bajo presión; y el Comité antes citado está respaldado por capital suficiente para asegurar el éxito de sus labores. No hay duda que pronto aparecerá una locomotora de este tipo, y aún cuando parece que queda una gran cantidad de investigaciones todavía por hacer, la recompensa es lo suficientemente atrayente como para continuarlas sin descanso.

Conclusiones:

Creo que he esbozado las tendencias que aparecen hasta este momento, y para resumir podría agregar:

Que se empleará la locomotora eléctrica en donde lo permita la intensidad del tráfico. Los proyectos hidráulicos del gobierno, iniciados fundamentalmente a objeto de controlar las crecidas o con finalidades de riego, podrán producir energía eléctrica a bajo precio que aumente su uso. Las locomotoras eléctricas modernas poseen alta aceleración y buenas condiciones de marcha, y no creo que su diseño cambiará radicalmente.

La locomotora Diesel se hará más popular si puede mantener su diseño standardizado y logra con ello un precio bajo. Sus perfeccionamientos incidirán en motores más livianos y compactos, de velocidades más altas y, probablemente, con menor número de unidades que al presente. Una buena transmisión mecánica mejorará el peso y el rendimiento.

La locomotora a turbina satisface admirablemente las exigencias del servicio de pasajeros y de carga de alta velocidad; y si los elementos de que se compone soportan la prueba de la práctica como lo han hecho hasta ahora, tendrá numerosas aplicaciones provechosas, pues puede quemar indistintamente petróleo ó carbón. Si las presiones y temperaturas altas resultan eficaces, esta locomotora podrá aprovecharlas en todas sus ventajas. Con transmisión de engranajes, se la podrá construir en los tamaños corrientes sin exceder los pesos permisibles por eje. Con transmisión eléctrica requerirá mayor número de ruedas para una potencia y peso por eje equivalentes debido al peso del equipo eléctrico.

La locomotora de turbina a gas ofrece igual rendimiento térmico que la Diesel, y, como ésta, no necesita agua. Posee torque uniforme a todas las velocidades, como la eléctrica, la Diesel y la de turbina a vapor. Hasta ahora no puede consumir carbón y está ligada a la transmisión eléctrica. Será fuerte competidora de la Diesel.

La locomotora recíproca a vapor no podría esperar alcanzar a las anteriores en rendimiento térmico. Sin embargo, no se la puede dejar de lado porque es sencilla, flexible, barata e idealmente adecuada para el servicio ferroviario. Va mejorando constantemente en disponibilidad, que es la condición más interesante para los funcionarios encargados de la explotación. Los Ferrocarriles están prestando cada vez mayor atención a las facilidades de servicio y de conservación, y con ello obtienen también cada vez más, de esta máquina. Cuesta la mitad de lo que cualquier otro tipo de locomotora, y en donde la demanda fluctúe dentro de grandes variaciones, este es un factor que debe pesarse cuidadosamente.

Por fin, la economía es la que rige la elección del equipo motriz a la larga. No se pueden hacer generalizaciones, porque la densidad del tráfico, costo inicial, vida económicamente útil, perfil de la línea y condiciones diversas de explotación son las que resuelven si se las considera debidamente. Y fuera de estas pautas técnicas, hay distintos aspectos comerciales que pesan fuertemente en la selección de equipo.

LA LOCOMOTORA «DUPLEX» DE CUATRO CILINDROS CONSTRUIDA PARA EL FERROCARRIL DE PENNSYLVANIA

por el *Ingeniero RALPH P. JOHNSON*

Durante los últimos años el peso y largo creciente de los trenes de pasajeros, unidos a la exigencia sostenida de mayores velocidades, han c.acitado atención hacia el diseño de equipo motriz para tal clase rigurosa de servicio. Se ha aceptado el tipo 4-8-4 en los Estados Unidos, generalmente, como la mejor respuesta en dicho sentido, tanto más cuanto que sirve de igual manera para los trenes rápidos de carga.

Simultáneamente con la adopción del tipo 4-8-4 vino el abandono de la política anticuada de cambiar locomotoras conforme a las carac-

terísticas cambiantes del perfil. La máquina 4-8-4, con su gran caldero y ruedas de gran diámetro sirve tal vez mejor en líneas planas, pero su peso también le permite realizar buen trabajo en regiones montañosas. Esto ha traído como consecuencia un largo de recorrido cada vez mayor, hasta el punto de haber llegado a ser corriente en la actualidad un recorrido de 1.800 millas sin botar fuegos. Este sistema de explotación ha hecho muy común un término medio de 20.000 millas mensuales.

Naturalmente, el empleo intensivo de la máquina trajo aparejada la necesidad de muy buena conservación y justificó el uso de descansos de rodillo, no tan sólo en los ejes, sino, también, en las bielas. Los proyectistas comenzaron a prestar atención cuidadosa a los métodos más convenientes para aumentar la disponibilidad, reducir el tiempo necesario para la conservación, y los costos de ésta.

Uno de los medios de realizarlo, que se impuso por sí solo, fué el de reducir el empuje de los pistones sobre los botones, empleando cuatro cilindros de menor diámetro en lugar de los dos del diseño ordinario. Muchas de las locomotoras 4-8-4 modernas con presión del caldero de alrededor de 275 libras por pulgada cuadrada, producen empujes del pistón del orden de las 160.000 libras; y un lote de ellas, con presión del caldero de 300 libras, un empuje de 185.000 libras. Los empujes de esta magnitud exigen grandes superficies de botones, el largo de los cuales ya se halla restringido por el galibo, y el diámetro por el espacio disponible en los centros de ruedas. Con cuatro cilindros, el empuje del pistón se puede reducir a la mitad; y aun con 300 libras de presión, se puede limitar a unas 90.000 libras. Esta menor carga hace posible el empleo de descansos más pequeños en la punta de atrás de la biela motriz, y eliminar las partes recíprocas pesadas.

Se ha construído locomotoras de cuatro cilindros anteriormente, pero siempre, hasta ahora, con marcos articulados; y estas máquinas, aunque poderosas, no han sido adecuadas para alta velocidad. El conjunto de adelante no resultó lo suficientemente estable, porque los dispositivos de resorte de restricción lateral no son eficaces contra pequeños desplazamientos; y, además, la conexión envisagrada entre las dos partes de la máquina jamás dejó de constituir un ítem de gran costo de conservación. The Baldwin Locomotive Works había propuesto varias veces la disposición de cuatro cilindros con marco rígido, con los cilindros de atrás colocados entre los dos grupos de ruedas motrices; entre otros, al Ferrocarril de Baltimore & Ohio en marzo de 1932; al Ferrocarril de Florida y Costa Este, en diciembre de 1935; y al Ferrocarril New Haven en enero de 1936. Este diseño fué rechazado en todos los casos debido al largo de la base rígida.

Don George Emerson, del Ferrocarril Baltimore & Ohio, intentó salvar esta objeción construyendo una locomotora no articulada de cuatro cilindros en 1937, con los cilindros traseros atrás de las ruedas motrices. Esta solución, que parecía satisfactoria a primera vista, no lo fué por varias razones:

1. Los cilindros, guías y crucetas quedan en una ubicación muy sucia.
2. El conjunto queda muy estrecho e inaccesible, y es difícil disponer bien las cañerías de vapor y escape dentro del espacio disponible.
3. La unidad trasera trabaja hacia atrás en el recorrido de frente, lo que implica empuje hacia abajo de las crucetas, y necesidad correspondiente de disponer guías de superficies múltiples de fricción que soportan toda esta carga adicional sólo en los bordes.
4. La biela motriz es muy corta, a menos que se coloque el cilindro bien abajo del fogón.
5. Se gana muy poco en el largo total de la locomotora, pues el acortamiento de la base rígida es contrarrestado por la distancia de menester para llevar la parrilla más atrás, en orden a evitar la contracción del cenicero por la silla del cilindro posterior.

Por estas razones preferimos la locomotora de cuatro cilindros de nuestro propio diseño.

Además de los empujes más reducidos de pistón inherentes al tipo de cuatro cilindros, se puede usar carreras más cortas, puesto que se necesita menos resistencia en los ejes y botones, y los diámetros menores permiten colocarlos más cerca en los centros de ruedas; de todo lo cual resulta una velocidad más baja de pistón. Como las superficies del diagrama del indicador son función de las revoluciones por minuto y las velocidades del pistón, mientras más bajas sean éstas tanto mayor será la superficie del diagrama y, de consiguiente, tanto más alta la presión media efectiva.

Este tipo de locomotora permite, asimismo, la disposición más sencilla de bielas motrices dentro de las mejores condiciones posibles para la conexión de las bielas paralelas, que sólo deben ser del largo suficiente para transmitir la carga a una parada de ruedas, en contraste con la larga biela acoplada necesaria en la máquina 4-8-4 para transmitir la carga a tres paradas de motrices.

La fricción propia de la maquinaria aumenta con el número de ruedas motrices acopladas; y dividiendo las motrices de una locomotora 4-8-4 en dos grupos como en el tipo 4-4-4-4, o de una 2-10-4 en 4-4-6-4, se reduce la fricción y se obtiene mayor fuerza en el enganche, especialmente a altas velocidades.

Cuando Baldwin comenzó a trabajar en el diseño de cuatro cilindros, no había aún en el comercio una válvula de movimiento vertical, pero su ausencia no restaba ventaja al aspecto más favorable de este tipo, de poder manejar el vapor a través de cuatro válvulas de pistón, en lugar de dos. Una locomotora 4-8-4 con cilindro de 27″ y válvula de pistón de 12″ se halla decididamente inhabilitada a altas velocidades en vista de la incapacidad de la válvula para manejar el vapor eficientemente. En el caso de una máquina 4-4-4-4 equivalente, tendríamos cuatro cilindros de 20″ de diámetro y cuatro válvulas de pistón de 12″, lo que equivale a una válvula de pistón de 24″ con cilindro de 28″, puesto que el área de dos cilindros de 20″ es la misma que la de uno de 28″. De esta manera, la relación de diámetro de vál-

vula a diámetro de cilindro aumenta de 44 % en el tipo 4-8-4 a 86 % en el 4-4-4-4, con su mayor capacidad consiguiente para manejar el vapor con eficiencia.

Todas estas resoluciones movieron a The Baldwin Locomotive Works a formalizar una orden de su propia organización, para diseñar y construir de su peculio una locomotora 4-4-4-4, que se ensayaría prácticamente en servicio de pasajeros, de alta velocidad, decisión que se confirmó en octubre de 1939. Se prepararon especificaciones, se hicieron dibujos de diversos estilos de aerodinamismo y el Departamento de Ventas lanzó la información al público en enero de 1940. Pero, antes de que se pudiera fabricar esta máquina intervino un Ferrocarril importantísimo, que colocó la orden de compra que se describe en este estudio.

En 1937 el Ferrocarril de Pennsylvania, en su búsqueda de perfeccionamientos para la locomotora a vapor, había formado un Comité Consultivo compuesto de los Ingenieros Jefes de los tres fabricantes más importantes de locomotoras, y, como resultado de este trabajo, construyó en Altoona la máquina de cuatro cilindros que se denominó S-1. Se la exhibió en 1939 y 1940 en la Feria Mundial de New York, y después se la puso en servicio en las zonas que permitía su tamaño. Las experiencias del Ferrocarril de Pennsylvania confirmaron las muchas ventajas del tipo de cuatro cilindros con marco rígido.

Este Ferrocarril se veía en la necesidad, a ese tiempo, de realizar una cantidad considerable de remolques en trenes de pasajeros, de modo que cuando The Baldwin Locomotive Works le propuso una especificación correspondiente a locomotora de cuatro cilindros de menor tamaño que la S-1, pero de mayor potencia que cualquiera otra diseñada hasta esa fecha, el Ferrocarril de Pennsylvania colocó prontamente una orden por dos unidades en julio 30 de 1940. Las denominaron T-1 y se constituyeron, así, en sus pioneers.

Esta adquisición fué epecialmente afortunada, pues el Ferrocarril de Pennsylvania cuenta con facilidades inigualadas para realizar pruebas estacionarias y en la línea, que permitieron la exploración completa y concienzuda de las posibilidades de este tipo. La finalidad de este estudio es dar cuenta de algunos de los resultados obtenidos con estas locomotoras después de dos años de servicio en la línea, y a través de las pruebas estacionarias verificadas en la Planta de Altoona del Ferrocarril de Pennsylvania.

Las locomotoras adquiridas por el Ferrocarril de Pennsylvania fueron provistas con válvulas de movimiento vertical, en vez de válvulas de pistón, atendida la recomendación decisiva de los fabricantes al efecto. Y antes de relatar el comportamiento de estas locomotoras, me referiré a los detalles más importantes de su diseño. Al final daré una lista completa de sus dimensiones.

Estas locomotoras fueron proyectadas para arrastrar un tren de 880 toneladas a 100 millas por hora en línea recta a nivel, y para inscribirse en curvas de 15° a la velocidad máxima de 15 millas por hora. Se esperaba evaporar un máximo de 85.000 libras de agua. Al prin-

cipio se pensó en válvulas de pistón, pero antes de construirse, las pruebas que realizó el Ferrocarril de Pennsylvania con una válvula de movimiento vertical en una de sus locomotoras K-4, del tipo 4-6-2, establecieron un mayor rendimiento de por lo menos 20 %. Y como las locomotoras que se proponían estaban destinadas a correr sobre 100 millas por hora, The Baldwin Locomotive Works recomendó la adopción de esta válvula, y el Ferrocarril de Pennsylvania aceptó.

La válvula de movimiento vertical que se empleó es del tipo de camos oscilantes, con mecanismo independiente comandado desde la cruceta. La cámara de válvulas de los cilindros del frente va horizontalmente adelante de éstos, sobre y entre los marcos; y la cámara para los cilindros traseros, va verticalmente detrás de ellos entre los marcos.

El marco rígido de la locomotora de cuatro cilindros se puede construir para cualquier disposición de ruedas que se desee y para cualquier peso sobre motrices, pero al diseñar la máquina experimental adoptamos un peso de 65.000 libras por eje, dado que casi todos los Ferrocarriles Norteamericanos pueden aceptarlo; y cuando se decidió el uso de las válvulas de movimiento vertical, se compensó su mayor peso reduciendo las dimensiones del caldero, proporcionalmente a la economía de vapor que se esperaba de ellas.

Se prefirió el fogón Belpaire aun cuando pesaba 6.150 libras más que el tipo de estayes radiales, pues permitía mayor espacio para el vapor, cálculo más exacto de resistencia, mejor distribución, mayor superficie de calefacción y mayor resistencia a las deformaciones del trabajo. Sin embargo, se podría usar, de la misma manera, un caldero de estayes radiales. En el caso que nos preocupa se usaron, también, planchas de acero al níquel por razones de economía de peso.

Se consideró tanto marcos de acero fundido, como de perfiles y construcción soldada, inclusive de cilindros, travesaños y cuna posterior; el peso fué el factor determinante, y se resolvió en favor del marco de acero fundido con aleación de níquel, debido a que pesaba prácticamente lo mismo que el soldado y ofrecía numerosas ventajas.

Las proporciones más adecuadas de cilindro son determinadas, en una locomotora, por la clase de servicio a que se la destine, prefiriéndose la carrera corta para alta velocidad. En general, para este trabajo se elige la carrera más corta que permitan las limitaciones físicas del metal de las ruedas motrices que circunda el eje y el botón. En el caso de estas locomotoras, la combinación de cilindros de 19 ¾" de diámetro y 26" de carrera, 300 libras de presión por pulgada cuadrada y ruedas motrices de 80" de diámetro, producía el esfuerzo máximo de tracción permitido por el peso adherente basado en la relación de 1:4 generalmente aceptada. Los diámetros de eje motriz y de botón exigidos por la resistencia dejaban un puente de metal de 3 1/16" entre el eje y el botón principal, lo que era satisfactorio.

Muchos críticos de la locomotora a vapor deploran el hecho de que no ha cambiado casi nada en su apariencia externa a través del tiempo; y ello revela tanta incomprensión técnica como económica, toda

vez que hasta ahora no se ha diseñado un caldero comercialmente práctico que, sujeto a las mismas limitaciones de espacio, pueda generar más vapor, o más rápidamente, que el tipo de fogón interno y tubos de humo. Acomoda muy bien a las peculiaridades del trabajo ferroviario, en el cual la demanda de energía cambia rápidamente y dentro de márgenes considerables. Mediante el uso del vapor de escape para producir tiraje al fogón, la locomotora posee una regulación automática del tiraje respecto de la demanda de energía, que es tan sencilla como la respiración. Además, la locomotora a vapor es robusta y tiene un costo bajo de conservación.

Todas estas características han contribuído a lo que se ha dado en llamar falta de progreso en el diseño de locomotoras a vapor, cuando, en verdad, los factores económicos son quienes lo han impuesto. Se ha construído muchas máquinas experimentales, con mejores rendimientos térmicos que los tipos corrientes, pero ninguno de ellos ha supervivido porque el mayor rendimiento térmico fué de inmediato contrarrestado por la ausencia de sencillez, costo más alto y conservación más cara.

La locomotora a vapor siempre tuvo un aspecto funcional, antes que estético, y aunque es hermosa para el ferroviario, se ha reconocido que el viajero pudiera preferirla «maquillada»; y por esto se contrató a uno de los diseñadores industriales más sobresalientes de la actualidad, Mr. Raymond Loewy, para que aerodinamizara estas máquinas. No se llevó las líneas aerodinámicas hasta su último extremo a fin de no restar accesibilidad, para todo propósito de inspección, a las partes móviles.

En orden a economizar peso, se usó aluminio en el aeromodelismo, chaquetón, cubiertas del equipo auxiliar, areneros, cabina, piso, pisaderas, tapas de los lados y pasarelas; se emplearon 8.500 libras, con lo que se economizó 17.000 libras en comparación con acero.

Se dió consideración muy cuidadosa al problema de disminuir al mínimo la fricción de la maquinaria en estas locomotoras. En consecuencia, se emplearon rodamientos de rodillo en todo lo posible, esto es, en todos los muñones de ruedas motrices y de boguies, en las bielas principales y paralelas, y en las crucetas; se consultó lubricación forzada para todos los otros puntos importantes, en total 88; y, como resultado, se obtuvo un rendimiento mecánico, en las pruebas, entre 93 y 94 %.

Se adoptó freno de doble zapata en las ruedas motrices y de boguie.

A fin de disminuir hasta un mínimo el peso de las partes recíprocas, se proyectó cruceta, pistón y vástago muy livianos y se les hizo de acero aleado.

En el esfuerzo de economizar peso y espacio, se empleó un precalentador de agua del tipo de turbina, que se justificó ampliamente durante las pruebas.

El recalentador es del tipo A de un haz, con 1.680 pies cuadrados de superficie de calefacción, y en las pruebas acusó temperaturas de vapor del orden de los 800°F.

Ténder:

El ténder de estas locomotoras es interesante debido a su capacidad. El Ferrocarril de Pennsylvania deseaba correr 713 millas desde Harrisburg a Chicago con sólo una parada para tomar carbón en Millbrook, Ohio, que está 385 millas al oeste de Harrisburg. Usando la información disponible de otras máquinas en el mismo recorrido, y tomando en cuenta las diferencias en potencia y economía, llegamos a un consumo de carbón de 57.500 libras, o aproximadamente 29 toneladas para el recorrido de ocho horas entre Harrisburg y Millbrook, con un tren de once piezas. Se adoptó esta cifra como exigencia máxima.

Se adoptó como base el diseño normal de boguie para ténder del Ferrocarril de Pennsylvania, de ocho ruedas; y como esta Empresa dispone de aguadas en la vía, se redujo la capacidad de agua del ténder, asignándose todo el resto al carbón. Esto resultó en 19.500 galones de agua y 41 toneladas de carbón. En la actualidad se está haciendo pruebas para determinar cuanto se podrá correr en invierno con esa dotación de carbón, con un tren de 16 piezas.

La gran cantidad de carbón exigió un gran espacio para éste en el ténder, y se consideró tanto un empujador como un alimentador mecánico de largo suficiente; se proyectó este último con tornillo sin fin de gran diámetro, y ha trabajado muy satisfactoriamente.

La primera de estas locomotoras fué entregada al Ferrocarril el 22 de abril de 1942, y la segunda el 21 de mayo del mismo año; los frentes delanteros necesitaron algunos ajustes para la debida vaporización, y enseguida se puso a estas máquinas en servicio rápido de pasajeros entre Harrisburg y Chicago.

La locomotora Nº 6.110 hizo su primer viaje de prueba entre Harrisburg y Chicago con un tren de 14 coches con peso de 1.000 toneladas; no tuvo dificultad en mejorar el itinerario normal — salió de Crestline con 15 minutos de atraso y llegó a Fort Wayne con 5 minutos de adelanto; salió de Fort Wayne con 3 minutos de atraso y llegó a Chicago con 10 minutos de adelanto. Desde Crestline a Chicago la velocidad fué sostenidamente de 100 millas por hora.

En otro viaje de prueba, la locomotora Nº 6.111, arrastrando 16 piezas, cubrió 69 millas en el sector de Fort Wayne a una velocidad media de 102 millas por hora.

Estas locomotoras demostraron ser tan potentes que se las reservó para trenes pesados de pasajeros, que, de otra manera, habrían necesitado remolque.

En abril de 1944 la locomotora Nº 6.110, habiendo acumulado alrededor de 120.000 millas en servicio de línea, fué enviada a la Planta de Altoona para pruebas estacionarias completas; se transformó la Planta para recibirla y se fijó un programa de ensayos a fin de explorar detenidamente sus posibilidades.

Antes de referir algunos de los resultados sobresalientes que se obtuvieron, me permitiré indicar las características del diseño que tuvieron influencia sobre los resultados.

Superficies de paso del vapor:

En orden a reducir en lo posible la pérdida de presión desde caldero a cilindros, los pasos del vapor se hicieron amplios, como lo indican las dimensiones que siguen:

cañón seco	78.9	pulgadas cuad.
elementos del recalentador ...	137.6	» »
regulador	101.7	» »
tubo de vapor (cada uno) ...	63.6	» »

Area de los tubos grandes:

La resistencia de estos tubos al paso de los gases de combustión depende del área de su sección abierta y de su profundidad hidráulica, entendiéndose por profundidad hidráulica el área de la sección transversar a través de la cual los gases escurren por el tubo, dividida por el perímetro en contacto con el gas. Como esta resistencia es importante para la capacidad del caldero, las dimensiones siguientes serán de interés:

Area a través de todos los tubos grandes	10.61	$pies^2$
Superficie de parrilla	91.30	»
Razón — superficie de parrilla a área abierta de tubos grandes	8.60	»
Profundidad hidráulica de todos los tubos grandes	4.27	pulg.

Frente delantero:

El Ferrocarril estimó que la vaporización exigía una atención más cuidadosa respecto del régimen de combustión y experimentó varias chimeneas, diámetros de toberas, diafragmas y disposición de placas.

Todas las toberas eran del tipo de estrella de 5 o 6 puntos, y se modificó su área variando el ancho del borde exterior de las ranuras. Se escogió finalmente dos toberas de escape de cinco puntos con un área de 43.1 pulgadas cuadradas.

La locomotora tiene soportes separados de escape para cada par de cilindros, conectados entre sí. En vista de que se toma vapor para el precalentador de agua del escape del cilindro de atrás, se ensayó una boquilla más pequeña en el soporte trasero para compensarle, pero no se halló ventaja en ello.

Originalmente, cada soporte de escape tenía una chimenea independiente de 19". Se ensayaron dos de 21" a distintos espacimientos, y también dos de 19" juntas para formar una chimenea ovalada. Ninguno de estos cambios produjo mejores resultados ostensibles, pero se

adoptó finalmente la chimenea ovalada, pues es más fácil de fundir y pesa menos. Un radio de 6" en la parte inferior dió entrada más fácil a los gases hacia el tubo aspirante que el radio primitivo de 1 ¼".

El tipo de «Cinder-buster» del frente delantero, además del diafragma y placas corrientes, tiene un tabique vertical al frente de la placa, con un espacio abierto entre aquél y una plancha de crinolina en el extremo de adelante de la caja de humo.

La figura 1 indica los tirajes tomados en distintas partes para determinar su caída a través de las diversas secciones del caldero. Se notará que a regímenes normales de combustión, o sea, 150 libras de carbón por hora por pie cuadrado de superficie de parrilla, el tiraje fué de 15" de agua; y que el mayor tiraje necesario corresponde a los tubos grandes en todos los regímenes de combustión.

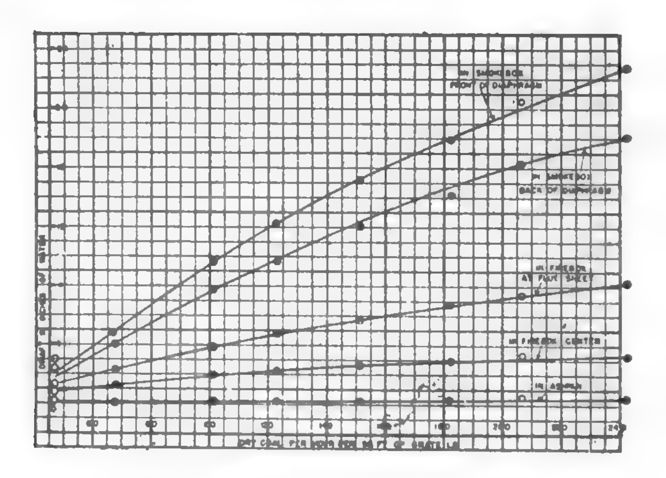


Figura 1 - Pérdidas del tiraje en el caldero

Luces de la parrilla:

Las barras de la parrilla son de 9 ¾" de ancho y de 136 agujeros cuadrados de 11/16" a un lado, que dan un área, con las luces entre barras, de 14.93 pies cuadrados, o 16.4 % de la superficie total de la parrilla para la admisión de aire.

Válvulas:

Como hemos dicho antes, se emplearon válvulas de movimiento vertical. Cada uno de los cuatro cilindros tiene una cámara de vapor en ambos extremos del barril, y cada cámara de vapor contiene dos válvulas de admisión de 5" y dos de escape de 6", del tipo horizontal de doble asiento. Las ocho válvulas de cada cilindro actúan por medio de una caja de camos ubicada entre las cámaras de vapor.

Pruebas:

Las pruebas se realizaron a velocidades de 38, 57, 66, 76, 85, 95 y 100 millas por hora y a varias admisiones, desde 10 hasta 50 % a pleno regulador; y se hicieron distintos otros ensayos para objetivos determinados.

Carbón:

Se usó carbón corriente (run of mine) de Westmoreland County, altamente volátil, sin carboncillo menor de ¾", de un valor calorífico de 14.123 BTU., y un contenido de ceniza de 7.58 %.

Resultado de las pruebas:

Para el ingeniero de tracción todos los detalles de estas pruebas serían interesantes, pero, debido a su extensión, sólo podré apuntar los más importantes.

La única exigencia establecida por el Ferrocarril al tiempo de colocar la orden por estas dos locomotoras, fué a efecto de que deberían ser capaces de arrastrar un tren de once coches de pasajeros de 80 toneladas cada uno, a 100 millas por hora sobre línea recta a nivel.

A base de la fórmula Davis de resistencia al rodado, esto requiere una fuerza de 11.200 libras en el enganche, y en el servicio estas máquinas excedieron considerablemente este requisito, arrastrando 16 coches a una velocidad media de 100 millas por hora en los recorridos típicos del Ferrocarril. Las pruebas estacionarias demuestran que este record se pudo obtener con verdadera facilidad, habiéndose logrado un esfuerzo de tracción por cilindro en exceso de 25.000 libras a 420 rpm., 100 millas por hora, que es bastante superior al que se necesitaría para arrastrar la locomotora y el tren de 16 piezas.

La evaporación calculada a base de la norma Baldwin de 80 libras, incluyendo el incremento del precalentador de agua, fué de 82.000 libras. En la práctica se superó considerablemente este guarismo, habiéndose obtenido en las pruebas estacionarias un máximo de 105.475 libras. El comportamiento en la línea también demuestra que la evaporación calculada ha sido superada consistentemente en el servicio, lo que se debe atribuir al gran volumen de fogón que permite un alto régimen de combustión.

Temperaturas del vapor:

Se tomaron temperaturas del vapor en el colector de los cilindros del frente y de atrás, en donde se une el cañón de vapor que viene de la culata del recalentador. La figura 2 indica estas temperaturas a distintos regímenes de combustión, comparadas con las temperaturas de los gases de la caja de humo. Es notable el alto grado de recalentamiento obtenido aún dentro de regímenes relativamente bajos de evaporación, lo cual es especialmente interesante por haberse logrado con un recalentador tipo A de un solo haz.

Capacidad del caldero:

Se determinó la capacidad máxima del caldero en una prueba a la velocidad de 100 millas por hora, 20 % de admisión y un régimen de combustión de 252.2 libras de carbón seco por pie cuadrado de superficie de parrilla por hora. La evaporación, en esta prueba, fué de 105.475 libras de agua por hora.

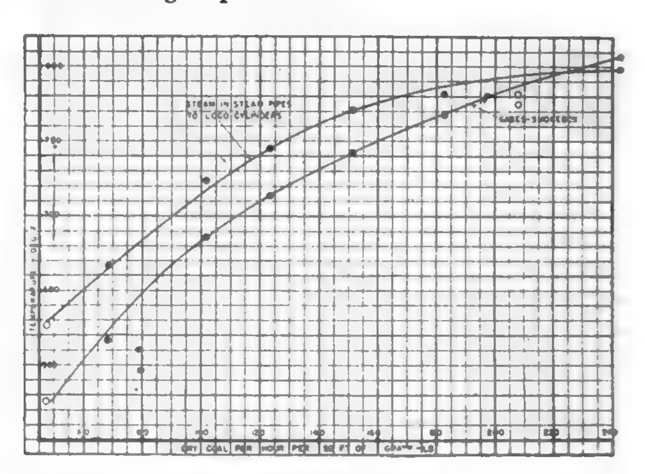


Figura 2 - Temperaturas del vapor y de la caja de humo

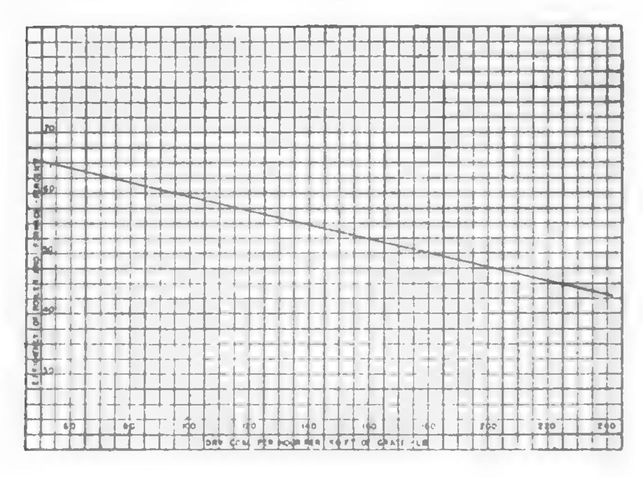


Figura 3 - Rendimiento del caldero y parrilla-carbón por pie cuadrado de parrilla

Rendimiento del caldero:

La figura 3 indica el rendimiento del caldero y del fogón a distintos regímenes de combustión; fluctúa entre 65.5 % quemando 50 libras de carbón seco por pie cuadrado de superficie de parrilla, y 43 % consumiendo 240 libras por pie cuadrado de superficie de parrilla

La figura 4 da el balance térmico, trazado respecto de distintos regímenes de combustión. Como en todos los calderos de locomotoras, la mayor pérdida de calor se debe al combustible no consumido que escapa; al régimen de combustión más elevado, en el cual el rendimiento del caldero es de 43 %, la pérdida proveniente del carbón no quemado es de 44 %. Estas locomotoras, sin embargo, trabajan raramente a este régimen, y, cuando lo hacen, ello es sólo durante períodos muy breves.

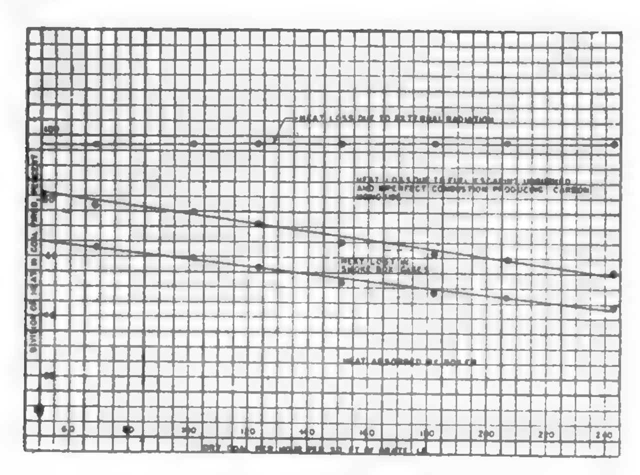


Figura 4 - Balance térmico

Precalentador de agua de alimentación:

La figura 5 indica que el precalentador economiza de 5 a 11 ½ % de agua, según sea el régimen de evaporación, aumentando, con ello, la capacidad del tender.

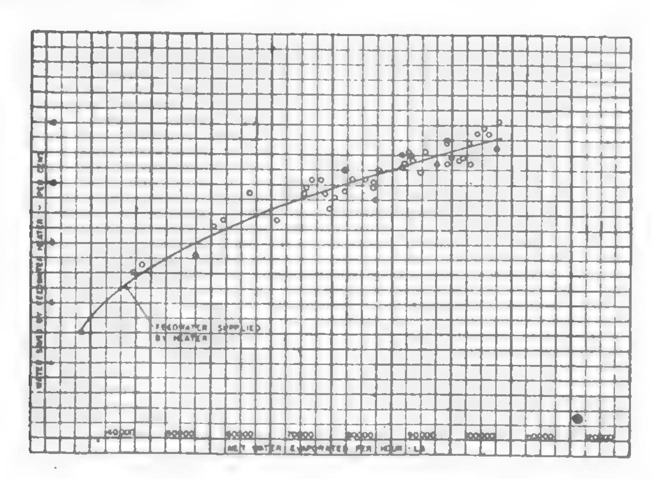


Figura 5 - Economías del precalentador de agua

Presión de la cámara de vapor:

Estas locomotoras señalan caídas de presión notablemente bajas desde caldero hasta cámaras de vapor, siendo la máxima de 9 libras con la evaporación máxima. La figura 6 muestra la caída de presión a diversos regímenes de uso de vapor, separadamente para el cañón seco, recalentador, regulador y tubos de vapor. Estas presiones se midieron con un manómetro de mercurio.

Rendimiento y potencia:

La figura 7 da el consumo de vapor por caballo-hora-indicado a distintas velocidades; el máximo fué de 13.6 libras a 76 millas por hora y admisión de 20 %. En la mayor parte de las pruebas, el consumo de vapor fluctuó entre 14 y 15.5 libras.

En 40 años de pruebas de la Planta de Altoona, esta locomotora acusó el consumo de vapor más bajo; y al estudiar este record es interesante notar que, después del advenimiento del recalentador, la disminución del consumo de vapor ha sido únicamente de alrededor de 8 % en 30 años, y que ello ha provenido en su mayor parte del aumento de temperatura y presión del vapor llevado a los cilindros.

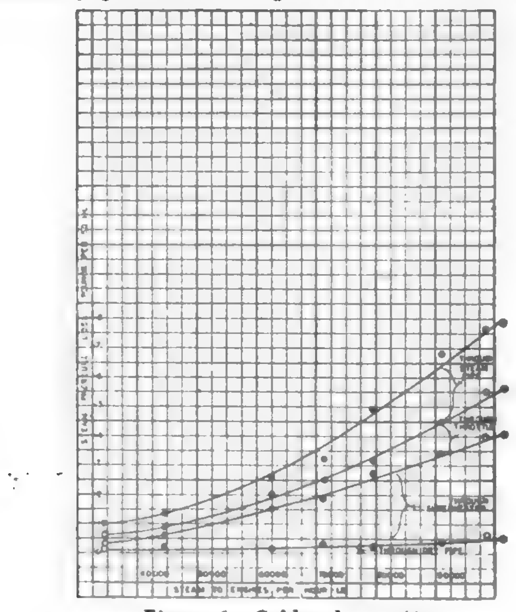


Figura 6 - Caídas de presión

De la misma manera, la potencia máxima de la locomotora T-1 en HP. indicados, es 40 % más alta que la de cualquiera otra máquina sometida a pruebas anteriormente en la Planta de Altoona. La figura 8 establece los HP. indicados máximos de la locomotora T-1 a distintas velocidades sobre la base de una evaporación de 100.000 libras por hora.

Se obtuvo la potencia máxima en HP. indicados bajo las condiciones que siguen:

Hp. indicados máximo	**6552**
Velocidad, millas por hora	**85.5**

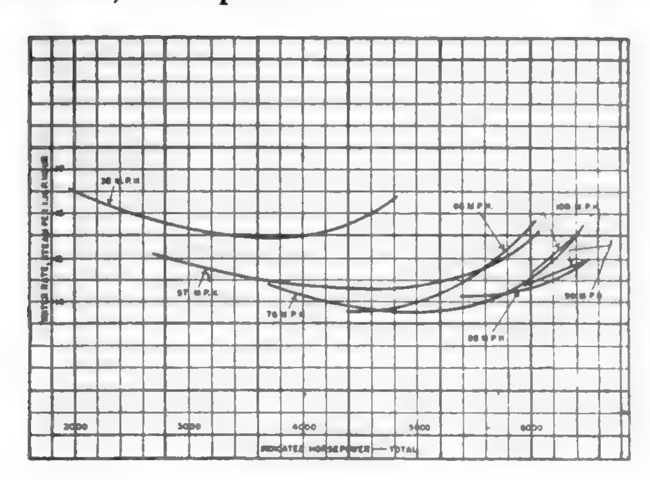


Figura 7 - Vapor por HPH. indicado

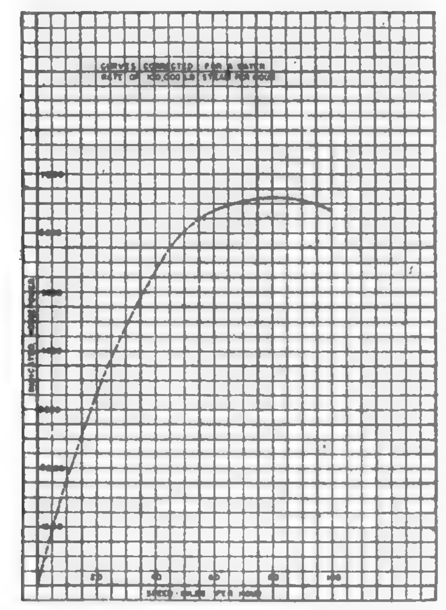


Figura 8 - HP. indicados, a distintas velocidades

Admisión, por ciento	**25**
Presión del caldero, libras	**295**
Presión de la cámara de vapor, libras ..	**287**

Temperatura, cámara de vapor	757°F.
Vapor por hora a los cilindros, libras ...	101.219
Vapor por HPH indicado, libras	15.4
Volumen total de los cilindros, pies cúbicos	35.92

La locomotora T-1 desarrolló un máximo de 6.100 HP. en el enganche, o sea 46 % más que cualquier otra máquina probada en la Planta hasta la fecha.

La razón principal que determina el bajo consumo de vapor de esta locomotora a su máxima potencia, procede de las características de su diseño, que permiten desarrollar la potencia máxima con admisión reducida. Esta propiedad de producir la máxima potencia con pequeña admisión, proviene de tres factores:

1. Alta presión del caldero.
2. Pequeña caída de presión entre caldero y cámaras de vapor en razón de los grandes pasajes del vapor, lo que equivale a mayor presión del caldero.
3. Grandes válvulas de admisión pertinentes al diseño de cuatro cilindros, y válvulas de movimiento vertical.

A muy alta velocidad, la locomotora T-1 desarrolló cerca de su

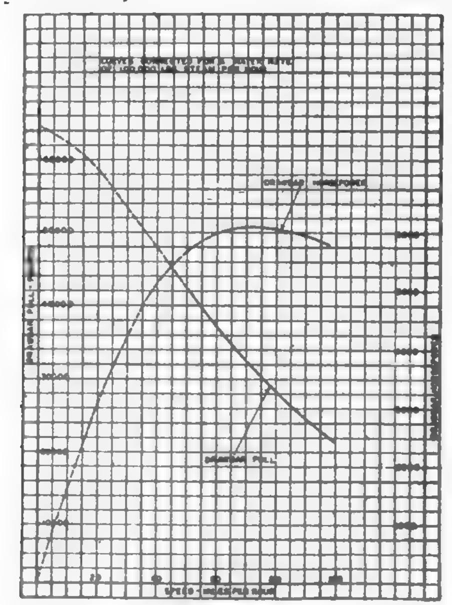


Figura 9 - Esfuerzo de tracción y HP. en el enganche

máxima potencia con admisión de 15 %. Para producir potencias menores a alta velocidad, es necesario actuar con el regulador de la máquina.

Rendimiento mecánico:

El rendimiento mecánico de la locomotora T-1 es alto como consecuencia de las válvulas de movimiento vertical y los rodamientos de

rodillo de bielas y ejes; estuvo sobre 90 % a todas las velocidades y potencias, con un máximo de 97.5 % a 38 millas por hora y 4.500 HP.

Comportamiento de la locomotora:

En potencias pequeñas y medias, el carbón seco quemado por HP. en el enganche, estuvo generalmente bajo las 2.5 libras; desde 5.500 a 6.000 HP. en el enganche, el consumo de carbón sube de 2.5 a más o menos 3.5 libras. La figura 9 indica el esfuerzo de tracción y los HP. máximos en el enganche a base de 100.000 libras de vapor por hora.

El rendimiento total más alto que se obtuvo fué del 8 %, y el más bajo de 5 %, y con excepción de las potencias mayores de 5.500 HP., el rendimiento estuvo ordinariamente entre el 6 ½ y 7 ½ %.

Una comparación interesante con la locomotora M-1-a de dos cilindros, del Ferrocarril de Pennsylvania, demuestra que la potencia

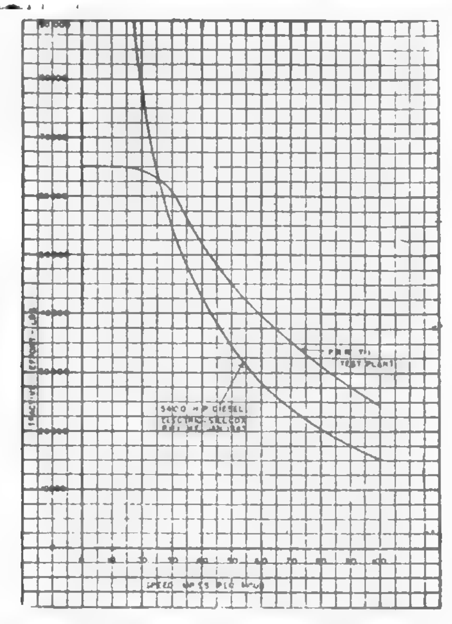


Figura 10 - Esfuerzo de tracción - Loc. T-1 vs. Diesel de 5.400 HP.

máxima en el enganche de la T-1 es 46 % superior a la de aquélla, dentro de una demanda de vapor solamente 11 % más alta.

Se proyectó la locomotora T-1 para arrastrar un tren de 880 toneladas en línea recta a nivel a 100 millas por hora, lo que requiere una potencia de 2.980 HP. atrás del tender. Deduciendo del esfuerzo de tracción indicado en la figura 10 las resistencia de la locomotora y del tender, se hallará que la T-1 desarrolla 4.100 HP. atrás del tender a 100 millas por hora, o 38 % más de lo que se necesita para ese servicio.

Al final de este trabajo se da una tabla de los puntos sobresalientes de las pruebas.

El autor cree, pues, que esta locomotora constituye uno de los diseños notables de esta época; y que desarrollar sobre 6.550 HP. indicados, evaporar más de 100.000 libras de agua por hora, alcanzar temperaturas de vapor de 800°F. a regímenes de vapor de alrededor de 15, y correr cómodamente a 100 millas por hora arrastrando 16 coches, justifica plenamente la atención de los profesionales ferroviarios.

Estas locomotoras sobrepasarán a cualquier Diesel de 5.400 HP. sobre toda la gama de velocidades superior a 26 millas por hora, como lo demuestra la figura 10, y, dándoseles facilidades comparables de servicio y conservación, harán el trabajo, también, más económicamente. La diferencia de itinerario entre locomotoras Diesel y a vapor, radica casi íntegramente en las demoras para hacer agua y carbón y para botar y limpiar fuegos. Pero proyectando inteligentemente y mediante el gasto de sólo una fracción de lo que se invierte en facilidades para las máquinas Diesel, la atención de las máquinas a vapor se podrá hacer dentro del tiempo normal de paradas de un tren de pasajeros. Se han instalado chutes para carbón de desplazamiento normal a la vía, capaces de entregar 43 toneladas en 75 segundos. Del mismo modo, hay en uso aguadas que entregan 5.000 galones por minuto. Se puede instalar buzones bajo vía, capaces de recibir toda la acumulación de cenizas, con compuertas para retirarlas; y si se ubica tales elementos en las estaciones de itinerario, la locomotora a vapor —como la T-1 aquí descripta— podrá mantener itinerarios tan rápidos cuanto quiera que los exija el servicio.

En conclusión, permítaseme decir que los resultados y experiencias obtenidos con estas locomotoras fueron posibles, principalmente, como consecuencia de la voluntad del Ferrocarril de Pennsylvania de comprarlas y ponerlas en servicio. En seguida las pruebas completas, efectuadas también por el Ferrocarril de Pennsylvania, cuyos apuntes han servido considerablemente para esta memoria, ofrecen comprobación positiva de la capacidad de esta locomotora, capacidad y rendimiento que sabíamos buenos, pero que en la práctica han superado nuestras mayores expectativas.

LOCOMOTORAS TIPO 4-4-4-4 (DIMENSIONES GENERALES)

Servicio	pasajeros
Denominación F. C. Pennsylvania	T-1
Cilindros, 4 simple expansión	19 ¾″ × 26″
Válvulas	de movimiento vertical
Presión del caldero	300 libras
Combustible	carbón
Diámetro ruedas motrices sobre llantas	80″
Esfuerzo de tracción a 85 % presión media efectiva	65.000 libras

Base rígida:

de ruedas motrices	25'4"
total de la máquina	52'2"
total de la locomotora y ténder	107'2"
Caldero	tipo Belpaire
diámetro del paño mayor	100"

Fogón:

largo	138"
ancho	96"
Superficie de parrilla	92 pies²
Cámara de combustión, largo	96"
Volumen del fogón	641 pies³
Largo de tubos	18'0"
Diámetro de tubos	2 ¼"
Número de tubos	184
Diámetro de tubos grandes	5 ½"
Número de tubos grandes	69

Superficie de calefacción:

fogón	269	pies²
cámara de combustión	150	»
circuladores	71	»
tubos de 2 ¼"	1.940	»
» » 5 ½"	1.779	»
total	4.209	pies²
recalentadores	1.680	pies²

Peso en servicio:

boguie delantero	100.200	libras
ruedas motrices	268.200	»
boguie trasero	128.800	»
total de la locomotora	497.200	libras
tender lleno	433.300	»
total de la locomotora y tender	930.500	libras
término medio por parada de motrices	67.050	libras

Ténder:

número de ruedas	16
diámetro de ruedas	36"
capacidad de agua, galones U.S.	19.500
capacidad de carbón, toneladas	41

LOCOMOTORAS T-1 DEL FERROCARRIL DE PENNSYLVANIA

Puntos sobresalientes de las pruebas

Nº de la prueba	Designación de la prueba	Velocidad millas por hora	H.P. indicados	Esfuerzo tracción de H.P. indic.	Consumo vapor	Evaporación total	Total carbón	Régimen de combustión	PRESIONES			Temperaturas vapor	Grado de recalentamiento
									Caldero	Tubo vapor	Pasajes escape		
1473	160-50-F	38	4838	47743	16,3	80620	13703	150,1	296	292	18,1	741	322
1427	240-40	57	6105	40094	15,6	96574	19340	211,8	297	292	19.3	738	319
1406	280-30	67	6021	34004	15,4	94236	16970	185,9	293	281	15,3	738	320
1442	320-35	76	6484	31993	15,3	101583	22629	247,8	294	286	29,4	799	381
1414	360-25	86	6552	28737	15,4	102816	18370	201.2	295	287	24,2	757	339
1444	400-20	95	6544	25832	14,7	97949	19536	214,0	295	288	25,0	781	363
1448	420-20	100	6666	25043	15,6	105475	24000	262,9	296	288	25,9	728	310

RESOLUCION DEL CONGRESO PARA LOS TRABAJOS 86 Y 87

Se acuerda la publicación de estos trabajos en las Memorias del Congreso como un aporte interesante de orientación.

TEMA 13

APLICACION DE LOS GRAFICOS GANTT A LAS ACTIVIDADES FERROVIARIAS

1.

AUTOR: *Ingeniero FERNANDO SEPULVEDA V.*
RELATOR: *Ingeniero JULIO J. ADER*

Los Gráficos Gantt, que han tenido bastante éxito en su aplicación a las actividades industriales, también pueden ser aplicados con éxito en las actividades ferroviarias.

Tomemos el caso de los talleres de maestranzas, como, por ejemplo, el taller de tornos, el que debe contar especialmente con tornos de distintas dimensiones, fresadoras, confeccionadoras de pernos y tuercas, estampadoras, cepilladoras, etc.

Nunca podrá saber un Jefe de Maestranza, ni menos el Director de una Empresa Ferroviaria, con precisión, si el número de tornos es suficiente, si cada uno de ellos trabaja en condiciones óptimas, si el personal tiene todos sus elementos a tiempo, y, lo más importante, si hay turnos de más o de menos, si las reparaciones de las herramientas han producido paralizaciones innecesarias, si el obrero está rindiendo su capacidad normal o si por trabajar a contrato está rindiendo en condiciones que está desarrollando un esfuerzo superior a sus fuerzas que posteriormente irá a redundar en un perjuicio para su salud, dejando en el futuro de ser un trabajador útil a la Empresa.

Lo que hemos dicho para el taller de tornos, podemos también decirlo para los demás talleres. Es decir, la aplicación de los Gráficos Gantt permite conocer las condiciones de eficiencia, no sólo del personal, sino también de un taller, de un conjunto de talleres, o, mejor todavía, de las maestranzas de un Ferrocarril, en un momento determinado, digamos, al final de una semana, de un mes, de un año, como se desee, mediante una sola mirada, un gráfico en forma muy sencilla.

Aún más, permiten conocer con una sola mirada también el stock de los materiales que toda Empresa necesita para el desarrollo de sus actividades. La aplicación de los stocks de materiales evitan acumulaciones inútiles de algunos y escasez de otros en un tiempo determinado.

En nuestro estudio práctico hemos aplicado por el momento dos clases de gráficos: los que tienen por base el rendimiento *hombre-día*, y los que tienen por base el *tiempo en horas*. Para el trabajo de obreros individuales y aún en grupos, es más conveniente aplicar los primeros. Para el caso del trabajo de máquinas de labor continua es mejor la aplicación de los últimos.

Para el mejor aprovechamiento de estos gráficos es conveniente,

mejor dicho, es necesario establecer su base, que es el conocimiento del llamado rendimiento *hombre-día*, que para una máquina se transforma en el rendimiento *máquina-día*. He aquí la parte más delicada de la aplicación de los gráficos Gantt: *el conocimiento del rendimiento hombre-día o máquina-día*, pues para establecerlo se necesita, más que cuidado, mucha diplomacia. El mismo Gantt lo recomienda así, pues el obrero mira siempre este estudio con cierta desconfianza, y especialmente el obrero deficiente, trata de poner el mayor obstáculo posible, temeroso de que se descubra su deficiencia. Pero después de cierto tiempo, la mayor parte de los obreros, en especial los obreros eficientes, desean su más correcta aplicación, pues ellos aprenden que mediante su aplicación, serán mejor considerados y obtendrán primas más justas y equitativas. Por eso, para conocer exactamente los rendimientos, se necesitan funcionarios de cierta diplomacia, cautela y preparación técnica que les permitan apreciar las cifras que resultan del trabajo diario de un taller. Pero una vez establecidos estos rendimientos, es muy fácil aplicar estos gráficos, que serán de una gran ayuda para los Jefes Superiores de los servicios de los Ferrocarriles Al final de este trabajo acompaño una lista de estos rendimientos básicos, no muy exactos por cierto, por ser los primeros que se tomaron en los talleres donde tuve ocasión de trabajar, pero que podrán servirnos de guía en el estudio que me propongo desarrollar.

Sea *R*, el rendimiento hombre-día; *n*, número mínimo de obreros para hacer un determinado trabajo, que en la lista se ha colocado como un *exponente; t*, tiempo mínimo de ejecución de una labor, y *T* jornada de trabajo en horas, generalmente ocho horas.

Tenemos:

$$t = \frac{T}{n.R}$$

Tomemos por ejemplo el trabajo «Desarmar bogguie»; está indicado en la columna *R*. de la lista por el número 4, con el exponente 2, así 4^2. Esto quiere decir que un obrero puede desarmar cuatro bogguies en un día o jornada de ocho horas, pero como debe trabajar con otro obrero, ya sea de su misma categoría o ayudante, sus rendimientos han sido de ocho bogguies. Aplicando la fórmula tenemos:

$$t = \frac{8 \text{ horas}}{2 \cdot 4} = 1 \text{ hora}$$

Es decir, se necesita una hora de trabajo para desarmar un bogguie.

En la última columna de la lista, dividida en dos sub-columnas, está el tiempo en horas y minutos. (1)

Una vez establecida la lista de rendimientos, es fácil dibujar los gráficos, que día por día se pueden llevar en cada taller. La lámina 1 representa un gráfico del taller de carrocerías de la Maestranza

(1) Para determinación de costos, ver Apéndice, pág. 266.

Chinchorro del Ferrocarril de Arica a La Paz, del año 1943. Cada columna con el título del día de la semana indica una jornada de ocho horas y a la vez el rendimiento normal, o sea de 100 por ciento. Cada renglón representa el trabajo de un obrero. La línea delgada indica el trabajo día por día, con observaciones indicadas por letras cuyos significados están al pie de la lámina. Si el rendimiento de un obrero ha sido sólo del 75 por ciento, la línea delgada sólo abarca el 75 por ciento de la columna. Si el rendimiento de un obrero ha sido mayor que un cien por ciento, digamos 130 por ciento, sobre la línea delgada que marca el cien por ciento, se marca un trozo que indique el 30 por ciento restante. En línea gruesa se indica el rendimiento totalizado de la semana. Si este rendimiento total ha sido superior al

Gráfico Grantt. Maestranza Chinchorro Taller Carrocería Lamina 1
Arica. Diciembre de 1943.

A Ausencia R: reparaciones L Licencia Médica T. falta herramientas
B Obrero inexperto M falta de materiales V: Vacaciones P falta de fuerza

cien por ciento, hay que marcar el porcentaje superior al cien por ciento por una segunda línea gruesa colocada encima de la primera. Ver el caso de obrero A. Rojas.

Para obtener el rendimiento de un grupo de obreros hay que sumar las líneas gruesas, y en seguida dividir por el número de obreros. En el gráfico de la lámina 1 se ha obtenido así un rendimiento medio del taller de Carrocerías de 85 por ciento (longitud de línea gruesa divida por la longitud que representa la semana: 94 mm dividido por 110 mms).

La lámina 2 es el gráfico tomado en el taller de Tornería, hecho a base de horas de jornada, sin tomar en cuenta el trabajo ejecutado. Lo estimamos más conveniente donde hay máquinas-herramientas de trabajo más o menos continuo. En este caso, la línea delgada indica horas de trabajo. Si abarca toda la columna de un día, significa trabajo durante ocho horas. Tomemos como ejemplo la fresa-

dora Universal. Los días lunes, martes y miércoles, no trabajó por falta de pedidos (O). Cuando se hicieron pedidos no tuvo materiales a tiempo (M), y se perdió medio día en el jueves. El taladro Nº 9 no pudo trabajar en toda la semana por falta de herramientas (quebradura de la broca) (T) y como no había repuesto, hubo que paralizar mientras se compraba. El rendimiento medio del talles de Tornería fué así sólo de 30 horas en lugar de 45 horas.

Como se ve, el gráfico por hora no requiere el conocimiento previo de los rendimientos básicos. Por eso recomendamos este gráfico en talleres donde quiera iniciarse este sistema de control, el que también servirá de ayuda eficaz para el conocimiento de esos que, como ya lo hemos dicho, es una tarea delicada y que requiere tiempo.

Otro gráfico de importancia en las Maestranzas es el que se re-

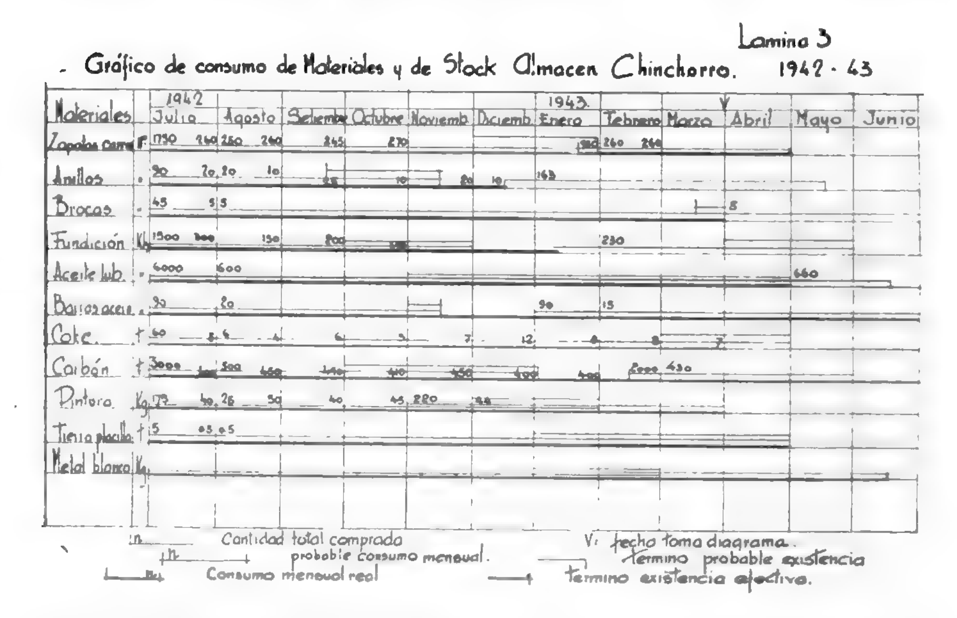
Gráfico Grantt. Maestranza Chinchorro. Taller Tornería Diciembre 1943 Lámina 2

Maq. herr		29 Nov Lunes	30 Martes	1 Dic. Miércoles	2 Jueves	3 Viernes	4 Sábado	6 Lunes	7 Martes	8 Miércoles	9 Jueves	10 Viernes	11 Sábado
Torno	Nº 8												
"	3					V V	V						
"	5	E E					O						
"	6						P						
Cepillo	Nº 1	L L					V						
Escoplo	1	O O	O	O O									
Tornafador	Nº 2	H H											
Fresa Universal		O O	O O	O O	M		L						
Cepillo de brazo													
Torno Universal							P						
Taladro	3	T T	T T	T T	T T	T T	T						
Torno Ruedas						R.							
Taller													

A. Ausencia o Retraso. H. falta de obreros O falta de pedidos T falta de herramientas
B Obrero inexperto M: " " materiales E espera de montaje P. " " fuerza
R Reparaciones L: Licencias medicas V vacaciones

fiere al abastecimiento de los materiales de consumo, que debe llevar la Sección Almacenes, si no de todos, por lo menos de los de mayor importancia y de más difícil adquisición en el mercado. Permite un conocimiento cabal del consumo del stock mínimo que debe tenerse y de las fechas aproximadas de compra. En la lámina 3 sólo hemos tomado en cuenta algunos materiales. Tomemos el caso de las zapatas de rueda. El gráfico principió el 1º de julio con una existencia de 1750 zapatas. Se había estimado que el consumo mensual del Ferrocarril era de 250 zapatas, es decir, la existencia debió alcanzar hasta el 31 de enero de 1943, lo que se marca en el gráfico con un trocito vertical al término de la raya delgada hacia abajo. Encima de la raya delgada hay otra más fina que abarca dos meses, e indica el tiempo transcurrido entre la iniciación de los trámites de compra del material, confección de las zapatas por el taller de fundición y la en-

trega al almacén. A la izquierda de las columnas de los meses se va escribiendo el consumo probable del mes respectivo, es decir, al iniciarse el mes, y a la derecha, al finalizarse el mes, el consumo real. En los primeros meses ya se vió que el consumo real era superior al calculado, de 260 en lugar de 250. Esto previó la necesidad de adelantar el trámite de compra en medio mes. Efectivamente, la existencia de 1750 zapatas se agotó el 15 de enero en lugar del 31 como se había previsto, pero ya el 15 se pudo contar con nueva existencia, 930 zapatas, las que sólo se agotaron el 30 de abril de 1943, tal como se había previsto en el cálculo rectificado. En cambio, para el caso de los anillos de émbolos, se hizo un cálculo de previsión inferior al real. Si no se hubiese llevado este gráfico se habrían producido se-



rias perturbaciones en el servicio para el caso del metal blanco. A pesar de esto, la compra del metal blanco anduvo lerda y sólo se pudo contar con existencia a partir del 1º de febrero de 1943. El tiempo transcurrido entre la iniciación de los trámites de compra y la entrega de los materiales al almacén del Ferrocarril, ha sido llamada por nosotros *demora de compra,* y se inscribe en los gráficos, como ya lo hemos dicho, por una línea fina, encima de la línea delgada de previsión de la duración y en forma que su término coincida con el término de esta para así fijar la fecha de la futura compra. Esta fecha puede adelantarse o atrasarse, según las indicaciones de los consumos reales hechas con las cifras colocadas al final de cada mes. La demora de compra es distinta para cada material y depende de factores locales y extraños del mercado. Para materiales que se pueden comprar en Arica se fijó 15 días de demora; para materiales comprados

en el centro del país 2 a 3 meses, y para materiales comprados en el extranjero 4 a 6 meses.

Además de estos gráficos Gantt, hay varios otros que pueden ser útiles en los servicios ferroviarios: uno que permitiría una mejor distribución del personal administrativo, llamado de coordinación de servicios; otro que facilitaría un mejor aprovechamiento de dactilógrafos, llamado de coordinación de servicios de correspondencia.

En los servicios de Maestranza podríamos agregar los gráficos de «carga de trabajo» para conocer la cantidad de trabajo pendiente; de «progreso de trabajo» para conocer el avance de los trabajos efectuados; de «inacción» para conocer el tiempo desperdiciado y sus causas; de «coste de inacción» para valorizar el tiempo desperdiciado; de «recapitulación de trabajo de los obreros» para comparar el trabajo realizado con el previsto y establecer las causas de las diferencias. Pero nos hemos limitado a indicar sólo los tres gráficos ya explicados por haber sido los únicos que tuvimos ocasión de aplicar en la Maestranza del Ferrocarril donde me tocó actuar.

Con el fin de no extender demasiado este trabajo, se acompaña al final una lista extractada del «Cuaderno de rendimientos de la Maestranza», que da una idea aproximada de los rendimientos básicos de que hemos hablado anteriormente. Las cifras no podemos considerarlas como definitivas, sino como meramente aproximadas, pero que pueden servir de base para las que poco a poco serán más precisas. Una vez establecidas las que se ajusten más a la realidad, se podrán establecer primas a los obreros como un estímulo en su labor, evitándose el sistema actual de simple trabajo a jornal de ocho horas o de contrata, ambos que son perjudiciales tanto para los obreros como para la Empresa.

Sería de desear que el V Congreso Panamericano de Ferrocarriles recomendara a las Empresas Ferroviarias el establecimiento de estos gráficos para su mejor servicio. Por nuestra parte, consideramos que el ensayo que hicimos en Arica —Ferrocarril de Arica a La Paz—, tuvo éxito.

Abreviaciones:

al.	significa	almar, preparar el alma de un molde en fundición.
aj.	»	ajustar.
arr.	»	arreglar.
ar.	»	armar.
as.	»	asentar.
camb.	»	cambiar.
cep.	»	cepillar.
col.	»	colocar.
des.	»	desarmar.
end.	»	enderezar.
f.	»	forjar.
fu.	»	fundir, preparar la cancha, hacer la colada del hor-

		no, echar a los moldes, sacar las piezas fundidas y enfriarlas.
h.	»	hacer.
L.	»	locomotora. L 1, L 2, L 3 a L 6, de patio; L 20 a L 26, Mallet; L 30 a 36, Mogul; L 70 a 85, Esslingen de Cremallera; L 40 a 46, Mikado.
l.	»	limpiar.
m.	»	metro, metro cuadrado, etc.
mol.	»	moldear, preparar los moldes en arena.
mod.	»	modelar, hacer los modelos en madera, hierro, bronce etc.
′	»	minuto o pie.
″	»	segundo o pulgada.
p.	»	pieza, parte del todo o unidad.
n.	»	número.
p. de r.	»	par de rueda o «parada de rueda».
p. gr.	»	punta grande, en las bielas.
p. ch.	»	punta chica.
t.	»	tornear o tiempo en la cuarta columna de las listas.
s.	»	soldar.
R.	»	rendimiento.
Rn.	»	rendimiento de un obrero día, en un trabajo que es indispensable hacerlo con *n* obreros.
cald.	»	caldero.

NOTA: Se recomienda el uso de estas abreviaciones para facilitar la formación de las listas que vienen a continuación, con el título de «Rendimientos Básicos».

APENDICE

Costos unitarios de trabajo — La fórmula de la página 261 nos permite deducir fácilmente los costos unitarios por jornales, lo que facilita la confección de presupuestos. En efecto, sea

$$t = \frac{T}{n.R}$$

$$C = \text{precio unitario}$$

y $j =$ precio de la jornada de trabajo por la unidad de tiempo que hemos elegido, en nuestro caso, la hora. Será el precio del jornal de un hombre si el trabajo se hace con uno, de dos hombres si el trabajo se hace con dos, y así tenemos:

$$C = t.j = j.\frac{T}{n.R}$$

Tomemos el mismo ejemplo de la página 261, o sea «Desarmar bogguie». El trabajo se hace con un maestro y un ayudante. Jornal por hora del maestro, 6 pesos; del ayudante, 5 pesos. Luego j es igual a 11 pesos. Aplicamos la fórmula:

$$C = 11.\frac{8}{2.4} = 11 \text{ pesos}$$

RENDIMIENTOS BASICOS:

Trabajos	*Unidad*	*R*	*t. (tiempo)*	
			h.	*min.*
abrazaderas de 3/4 pulgada, forjar	n	4^2	1	
abrazadera de resorte de auto, forjar	n	4^2	1	
abrazadera para cañones de 5 pulgadas	n	3^2	1	20
agujas para cambios. preparar. en el cepillo	n	1^2	4	
arbol del caldero. L.4. colocar	n	$0{,}5^2$	8	
anillo puerta fogón L.80	n	0.3	26	40
auto. engrasar	n	4	2	
balancines de L. colocar	n	2^4	1	
barras de correderas. sacar	n	3^2	1	20
barnizar	m^2	7	1	8
bastidor L.81. raspar	n	0,3	26	40
bielas. sacar	n	3^3		54
bielas. colocar	n	2^2	2	
bóveda de ladrillo refractario a L.22 col.	n	1^2	4	
bogguies. desarmar	n	4^2	1	
barretillas. de 2 3/4 × 18". hacer	n	2^2	2	
bastidor L.4. hacer aseo	n	1^2	4	
bastidor L.81. hacer aseo	n	$0{,}8^2$	5	
bomba de agua L.81. desarmar	n	$0{,}5^2$	8	
bronce (bocina) punta chica. cepillar	n	1,5	5	20
bronce punta grande. cepillar	n	1,3	6	9
bronce punta grande. metalar	n	4	2	
bronce (bocina) de marco de cremallera. ajustar	n	$0{,}45^3$	6	
caldero L.45. raspar, lavar con soda y pintar	n	3^3		54
caldero L.3. forrar	n	$0{,}3^2$	13	20
caldero. lavar	n	1^2	4	
cajones (descansos) L.81. ajustar	n	1^2	4	
cajitas graseras con hilo de 3/4". hacer	n	4	2	
cilindro de adherencia L.81. sacar	n	$0{,}8^2$	5	
codo repartidor de vapor E.22 cep. y t.	n	$0{,}4^2$	10	
coche dormitorio. pintar completo	n	$0{,}05^2$	80	
cremallera. carro de pintar completo	n	2	4	
chimenea L.4. colocar	n	1^2	4	
chocos (zapatos de ruedas) cambiar: sacar usados y colocar nuevos	n	8^2		30
cuñas de cajones. hacer	n	3^2	1	20
cuñas de cruceta. forjar	n	2^2	2	
dados talón de agujas de cambios. hacer	n	6	1	20
dados de sector de cambio de marcha. forjar	n	2^2	2	
domo de caldero. destapar	n	$0{,}5^2$	8	
domo de caldero. colocar	n	2^2	2	
eclisas. de rieles. cortar	n	20		24
eje porta coronas. L.80 tornear	n	0,5	16	
enganche de carros cambiar	n	3^2	120	
enganche. armar y colocar	n	3^2	1	20
émbolo de cilindro de L. tornear	n	1.2	6	40
estanque de agua de L.3. colocar	n	$0{,}3^2$	13	20
forros de caldero. colocar en L.3	n	3.33	2	24
frenos de aire. desarmar equipo de L.81	n	$0{,}8^2$	5	
flanches de váculas para areneros. agujerear	n	4	2	
flanches para cañería alimentación caldero L.80. retornear	n	12		40
fusibles para caldero. tornear	n	5	1	36
generador de auto. cambiar	n	4^2	1	
grifo. caja de... tornear	n	2	2	
grifos. barras de grifos, 5/16 × 1,5 × 40". hacer	n	4^2	1	
guías de resorte de L. forjar	n	3^2	1	20
grúa a vapor de 1,5 toneladas. armar	n	$0{,}015^7$	76	

RENDIMIENTOS BASICOS (continuación)

Trabajos	*Unidad*	R	*t. (tiempo)* h.	min.
hilo. hacer hilo a tubo de 1 1/4"	pulg.	45		11
hilo. hacer hilo a pernos de 5/8"	pulg.	30		16
hornillo de ladrillo. col. a L.21	n	0,1[2]	40	
inyector. colocar a L.3	n	1[2]	4	
instalación eléctrica. cambiar a L.3	n	1[2]	4	
locomotora. desarmar parte superior	n	0,08[2]	50	
llave tipo Yale. hacer	n	10		48
llantas. sacar de las ruedas	n	3[2]	1	20
llantas. colocar	n	3[2]	1	20
llaves de lubricador. asentar	n	8	1	
lubricador. colocar a L.4	n	2	4	
manómetro, colocar a L.4	n	4	2	
marco de locomotora. montar	n	0,1[4]	20	
metalar con soldadura	kg.	10		48
moción (cambio de marcha) armar	n	0,2[2]	20	
muñón. retornear eje de carro	n	3	2	40
muñón de rueda motriz L.80. tornear	n	3	2	
paralelas. cuadrar	n	3	2	40
parche a caldero. colocar	m^2	2[2]	2	
pasamano L.4. arreglar	n	4	2	
parrilla L.4. moldear	n	6	1	40
paredes. limpiar	m^2	60		8
pasadores de moción. tornear	n	20		24
pasadores de balancín. punta grande. tornear	n	2	4	
pasador real de carro arenero. colocar	n	4	2	
pasadores de 7/8 × 3,5" equipo de carga. f.	n	20		24
pernos de 3/4 × 7". hacer	n	25		19
pernos de 1,5 × 5,5". forjar	n	8	1	
pernos de 1/2 × 3,5". tornear	n	8	1	
pernos para pedestales L.22. tornear	u	6	1	20
pernos de 1/2 × 1,5". forjar	n	27[2]		9
pernos de 1/2 × 11". forjar	n	8[2]		30
pintar con alquitrán	m^2	16		30
pintar al temple, una mano	m^2	16[2]		15
pintar al óleo	m^2	9[2]		27
pintar al temple con enmasillaje y 3 manos	m^2	3[2]	1	20
pisos de madera. colocación	m^2	8[2]		30
prisioneros. recorrer y colocar (de 3/4 × 2")	n	20		24
prisioneros. colocar a corona de rueda	n	20		24
prisionero de 5/8 × 2,25" tornear y tarrajar	n	20		24
prisionero 1 × 3,25", forjor, tornear y torrajar	n	8		30
porta zapata (chocos). cambiar	n	4[2]	1	
precalentador bomba L.8. desarmar	n	1[2]	4	
puerta de carro bodega. sacar y enderezar	n	1[2]	4	
quemador petróleo. tornear y cepillar	n	0,5	16	
raspar y picar fierro laminado	m^2	8	1	
raspar para pintar carro plano (31 $m.^2$)	n	0,23	34	
raspar para pintar carro plano	m^2	7	1	8
repartidores de vapor (cañones) col. a L.3.	n	3[2]	1	20
repartidores de valor colocar a L.22	n	2,5[2]	1	36
repartidores de vapor desarmar a L.22	n	0,5[2]		48
resortes elípticos de bogguie. arreglar	n	1[2]	4	
resortes de auto. cambiar	n	4	2	
resortes de tensión de L.2. colocar	n	4	2	
ruedas. colocar par de ruedas	n	2[2]	2	
ruedas. retornear par de ruedas	n	3	2	40
ruedas. cambiar par de ruedas	n	3[2]	1	20
ruedas. desenllantar	n	3[2]	1	20

RENDIMIENTOS BASICOS (continuación)

Trabajos	*Unidad*	*R*	*t. (tiempo)* h.	min.
sectores de moción. colocar	n	2^2	2	
sectores. limpiar y armar	n	1^2	4	
serpentines (recalentadores). des. a L.22	n	$0{,}5^2$	8	
serpentines. limpiar ajustes	n	2	4	
serpentines. esmerilar y asentar asientos	n	2^2	2	
sillas para guarda rieles. hacer	n	20^2		12
sillas de resorte de los cajones de L.25. cuadrar	n	4	2	
soplador (en el fogón). colocar	n	2	4	
soporte de balancín, de L.21	n	3^2	1	20
soporte del quemador de petróleo L.22	n	$1{,}5^2$	2	40
soldar, corte en V. 0,5 × 0,75"	pulg.	51		9,3
soldar, corte en V. 1/8 × 1/4"	pulg.	60		8
soldar corte en V. 1/8 × 3/4"	pulg.	55		8,7
soldar, corte en V. 3/16 × 2"	pulg.	30		16
soldar eléctricamente en parches de 1/2"	pulg.	60		8
soldar en partiduras	kgs.	5	1	36
cortar eléctricamente para tener tubos excluídos como soldadura	kgs.	48		10
tapa de cilindros. ajustar	n	2^2	2	
tapa de cilindro L.4. colocar tuercas	n	24		20
tapones fusibles (de calderos). hacer	n	8	1	
tapones de desagües de lavatorios. hacer	n	8	1	
tarrajar pernos de 3/4"	pulg.	48		10
tarrajar pernos de 7/8"	pulg.	48		10
ténder. pintar interiormente	n	0,3	26	40
ténder. pintar interiormente	m^2	9		54
tirantes para cambios. forjar	n	3^2	1	20
tirantes de cielo de caldero. pasar «macho»		8^2		30
tirantes longitudinales caldero L.22. col.	n	25		19
tope de delantero L.4. colocar	n	2^2	2	
tope de carro. desarmar	n	4^2	1	
trompa L.35. sacar	n	4^2	8	
tubos hervidores. L.22. colocar	n	3^2	1	20
tubos de humo de 1 1/4"	n	6^3		27
tuerca de 3/4. taladrar	n	70		7
tuerca de 3/4. tarrajar	n	40		12
tuercas de 1 1/4 × 1 3/4". tornear y h. hilo	n	16		30
tuercas de 1 1/2" tornear y h. hilo	n	12		40
tuercas de 2". tornear y h. hilo	n	10		48
válvula de cuello. colocar	n	2^2	2	
válvula de seguridad. sacar	n	4	2	
válvula del compresor de aire. limpiar	n	4	2	
válvula de distribución de vapor. arr.	n	1^2	4	
válvula de distribución L.81. sacar camisa	n	0,8	10	
válvula de distribución L.22. desarmar	n	1	8	
válvula check. retornear	n	4	2	
válvula check. colocar	n	4	2	
válvula de espejo (distribución) L.2	n	4	2	
virotillos. remachar	n	16^2		15
virotillos para L.80. de cobre. hacer	n	20^2		12
virotillos de cobre. perforar con broca 1/4"	n	40		12
virotillos. colocar	n	30^2		8
visagras de 1 1/4 × 1". hacer	n	4	2	
yuguillos. agujerear	n	4	2	
yuguillos. forjar	n	3^2	1	20
yuguillos. desarmar	n	4^2	1	
yuguillos: cambiar: sacar y colocar	n	4^2	1	

INFORME DEL RELATOR

En el presente trabajo desarrolla su autor la amplia aplicación de que pueden ser susceptibles los gráficos Gantt a las múltiples actividades ferroviarias y la capitalísima importancia que supone el conocer en cualquier instante y con una simple ojeada el rendimiento individual o colectivo de determinada sección o taller, las causas determinantes de un eventual bajo rendimiento y, por lo tanto, la forma de corregirlas.

Se exponen tres gráficos: en la lámina Nº 1 los de rendimiento individual y colectivo del taller de carrocerías basado en el rendimiento hombre-día, vale decir en el número de labores determinadas que un obrero puede ejecutar normalmente en un día; en la lámina Nº 2 los rendimientos individuales y en conjunto de las diversas máquinas-herramientas basado en el número de horas de trabajo de esas máquinas, y en la lámina Nº 3 los gráficos de consumos y stocks de los materiales principales de un almacén.

Los gráficos basados en el rendimiento hombre-día son los que presuponen una delicada tarea previa cual es la de establecer este rendimiento, tarea compleja y de mucho tacto y que presupone la especialización de funciones de todo operario. En la lámina Nº 1 se llevan simultáneamente y para cada operario sus rendimientos diarios (línea delgada) como longitud proporcional al rendimiento normal ya establecido y su rendimiento totalizado en la semana (línea gruesa), así como también las causas de su eventual anormalidad; esto es importante para saber, por ejemplo, si la eficiencia general de un grupo de operarios en caso de ser baja es debido a deficiencias de organización o a inexperiencia o mala fe de los obreros.

Se indica, además, el rendimiento general del taller en línea gruesa en el borde inferior del gráfico calculado como suma de los rendimientos individuales semanales dividido por el número de operarios.

El gráfico Nº 2 es análogo, haciéndose el control del trabajo de las diversas máquinas-herramientas basado en el número de horas de trabajo efectivo y estableciendo como rendimiento óptimo el número de horas de la jornada de trabajo; este gráfico pone en evidencia en forma preponderante los defectos de organización (falta de materiales, herramientas) y un hecho importante: si el número de máquinas es correcto o no.

En la lámina Nº 3 se llevan los gráficos para los principales materiales, de los consumos probables y efectivos y variaciones mensuales del stock, así como también fecha probable de su agotamiento y cálculo probable y rectificado (en base a los consumos efectivos) del momento en que debe efectuarse un nuevo pedido; esto último calculado también en función de la demora entre el pedido y su entrada a los almacenes. Obvio es destacar la importancia de esta forma racional de encarar la organización del suministro de los abastecimientos.

CONCLUSIONES

Creo de capitalísima importancia la publicación de este valioso estudio, ya que él está relacionado íntimamente con la economía y la seguridad de la prestación de un buen servicio.

Además me permito sugerir que el Congreso recomiende a las diversas empresas ferroviarias el control de sus principales trabajos en talleres, almacenes y administración, mediante gráficos de esta naturaleza y establecer jornales diferenciales, susceptibles de aumento o descenso trimestral o semestral, en base a los rendimientos obtenidos.

RESOLUCION DEL CONGRESO

Se acuerda su publicación con las siguientes recomendaciones:

1º) Que se establezcan gráficos de la naturaleza de los que se consignan en la primera parte de este trabajo, al objeto de facilitar el estudio y conocimiento de las unidades hombre-día y máquina-día.

2º) En lo referente a gráficos relativos a existencias y consumos de materiales en almacenes no se hace recomendación particular alguna por entenderse que debe quedar librado al criterio de cada empresa, el uso de libros, tarjeteros, gráficos o cualquier sistema similar.

TEMA 13

PLANTA PARA FABRICACION Y RECUPERACION DE ESTOPADA.

AUTOR: *FERROCARRIL CENTRAL ARGENTINO.*
RELATOR: *Ingeniero R. G. MELROSE.*

7.

Introducción:

La planta para la fabricación y recuperación de estopada que el Ferrocarril Central Argentino tiene instalada en sus Talleres de Rosario, ha sido reconstruída recientemente. Antes de pasar a describir su funcionamiento, se dará en forma concisa los detalles más importantes de la planta anterior.

La estopada usada era tratada en dos equipos especiales, en los que se utilizaba el Tricloretileno como solvente para separar el aceite de la estopa. El Tricloretileno debía a su vez ser destilado para separarlo del aceite extraído.

Este método de recuperación no era precisamente el más económico, aspecto que durante la guerra fué agravándose debido al alza de precios experimentada, debiéndose agregar que la inclusión de este solvente en la lista de materiales bélicos indispensables, no permitía su importación, siendo imposible obtenerlo en el país, lo que automáticamente ponía fuera de uso a los equipos mencionados, y aunque el Tricloretileno podía ser reemplazado por Cloroformo comercial, fabricado en el país, se optó por suprimirlos definitivamente.

NUEVA PLANTA DE RECUPERACION

Sección Estopa

La estopada sucia de las cajas de eje de los coches y vagones que se retiran en las distintas playas de revisión y en los galpones de locomotoras en toda nuestra red ferroviaria, es concentrada en la planta de Talleres Rosario, a cuyo cargo se encuentran las operaciones de recuperar la estopa y el aceite usado, preparar la estopada nueva o reacondicionada y despacharla nuevamente a la línea.

Para la recolección y distribución de la estopada, se utilizan los tambores de acero (ex aceite) que en otrora se recibía del extranjero con el aceite que se importaba, modificados convenientemente con juntas de goma y tapas especiales herméticas.

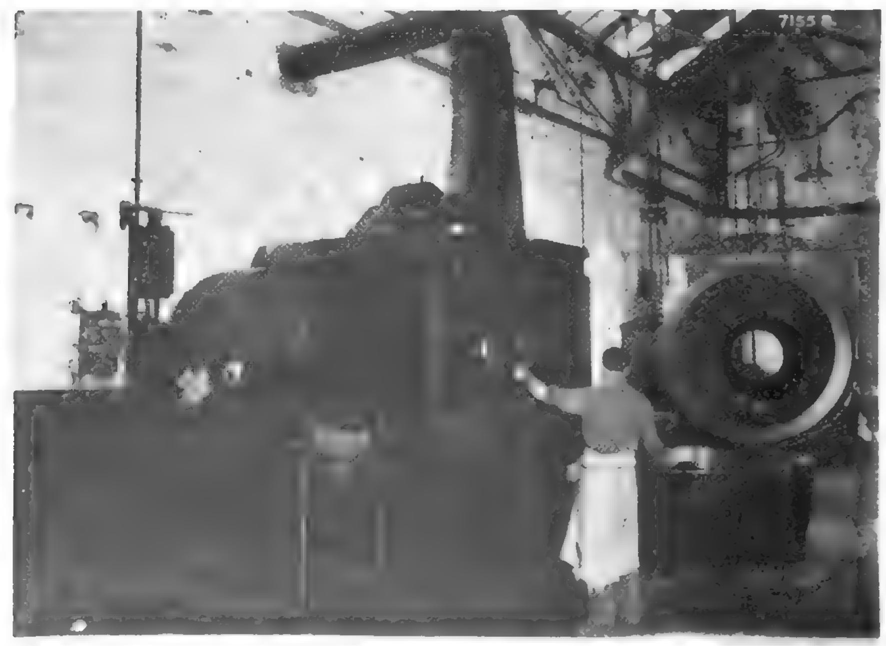
Fotografía 7156 B.



Fotografía 7154 B.



Fotografía 7158 B.



Fotografía 7155 B.

Estos tambores, al ser descargados de los vagones, en su camino a la planchada de selección, son colocados sobre una balanza donde se controla su peso neto, pasando de inmediato a ser seleccionada y acondicionada en las canastas circulares «A», fotografía 7156 B.

Estas canastas, una vez listas, son trasladadas mecánicamente en un aero carril hasta una de las tres máquinas centrífugas «B» (fotografía 7154 B), donde se limpia la estopa y se le extrae el aceite sucio, que es conducido por tuberías especiales, hasta el depósito subterráneo «O» de recolección (fotografía 7158 B).

Cada una de estas canastas contiene entre 100 y 120 kgs. de estopa sucia, peso éste que varía de acuerdo con el grado de saturación de la estopada.

La operación de limpieza tiene una duración de 50 minutos por



Fotografía 7152 B.

carga. Estas máquinas y el depósito de recolección «O» están provistos con calefacción a vapor.

Terminada esta operación, las canastas con la estopa limpia, son retiradas de las centrífugas (fotografía 7154 B), y en su trayecto de regreso a la planchada de selección, al pasar frente a la cardadora, se vuelca su contenido en el depósito «C» (fotografía 7155 B).

De inmediato la estopa es pasada por la cardadora, máquina ésta que tiene por objeto principal, separar los trozos de hebras cortas, las pelusas, el polvo y cualquier otro cuerpo extraño que pudiera hallarse mezclado con la estopa recuperada.

Al ser expelida por la máquina, la estopa cardada cae directamente en las canastas longitudinales de saturación «D» (fotografía 7155 B), las que se encuentran sobre carretas especiales, utilizadas para transportarlas una vez llenas, hasta los cilindros de saturación ilustrados en la fotografía 7153 B, cuyo funcionamiento se describe en capítulo aparte.

Sección Aceite

El aceite sucio es aspirado del depósito subterráneo «O» por una de las bombas de vacío y llevado al depósito «E» del equipo de decantación y lavado de aceite (fotografías 7152 B y 7158 B).



Fotografía 7157 B.

Del depósito «E», el aceite pasa al tanque de decantación «F», donde permanece durante la noche, para pasarlo al día siguiente a uno de los tanques «G» de lavado y decantación. Estos tanques tienen una capacidad de 1750 litros cada uno, y están equipados con serpentinas individuales de calefacción, destinadas a calentar el aceite sucio a 85°C.

Al alcanzar esta temperatura, se cierra la calefacción y se efectúa el primer lavado del aceite, lo que se obtiene con una dosis de 35 litros de solución de carbonato de sosa y agua, al 10 %.

Esta solución se vierte al tanque por una cañería perforada, re-

moviendo lentamente el aceite con una espátula de madera, evitando en lo posible que se emulsione.

Terminada esta operación, se deja reposar 24 horas, se calienta nuevamente el aceite hasta 85°C, y se repite por segunda vez el lavado anterior, terminado lo cual, se deja en reposo por espacio de 7 días.

El aceite así tratado, pasa luego al tanque de evaporación «H» (fotografías 7152 B y 7157 B), donde es calentado a una temperatura de 110°C a 120°C, quedando de ese modo libre de cualquier vestigio de agua que podría haberse mezclado con el lubricante durante los lavados.

Por último, el aceite así calentado se filtra en la centrífuga separadora y clarificadora «J» que descarga directamente en el depósito «K» (fotografías 7152 B y 7157 B).



Fotografía 7153 B.

Este tanque está dotado de un dispositivo especial, que automáticamente mide la cantidad de aceite filtrado que se recupera en cada caso.

El promedio de impurezas contenidas en el aceite extraído de la estopada sucia, previo al tratamiento arriba mencionado, es de 4.6 %, porcentaje que se reduce a 1.08 % después del segundo lavado con solución de carbonato de sosa, y a 0.58 % al terminar la operación en

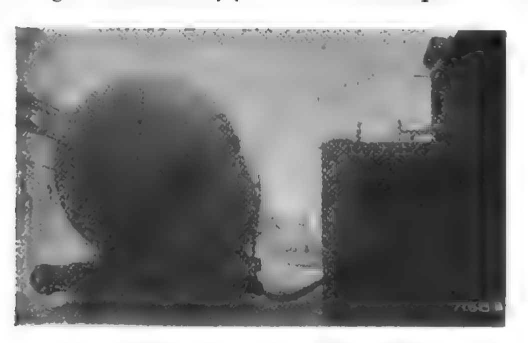
la centrífuga «J», debiendo agregarse que el lubricante no ha perdido con este tratamiento las características originales.

Sección Saturación

La estopa que se utiliza es de algodón, de hebras largas y desprovistas en lo posible de pelusas.

Tanto la nueva como la recuperada se acondicionan en las canastas longitudinales «D» (fotografías 7153 y 7155 B), las que, una vez listas, se introducen en los cilindros de saturación «L», se cierran herméticamente y se les extrae el aire, haciendo un vacío de 22 pulgadas. Se abren las válvulas de admisión de aceite hasta llenar completamente los cilindros (uno por vez), se deja así por espacio de 25 minutos y se comprime luego la estopa saturada, mediante planchas metálicas accionadas por los cilindros neumáticos de presión «M», por un período de tiempo de 5 minutos, extrayéndose de este modo el exceso de lubricante.

La proporción de estopa y aceite establecida para nuestra estopada es de 2,600 kgs. de aceite × 1.000 de estopa. Esta proporción es



Fotografía 7168 B.

verificada en la balanza «N» (fotografía 7153 B), la que se utiliza asimismo para controlar el peso neto de estopada producida y despachada.

El contenido de cada canasta «D» corresponde a un tambor.

La estopada para vagones es saturada con aceite recuperado, mientras que la destinada a las locomotoras y demás vehículos que corren en trenes de pasajeros, lo es con aceite nuevo. La estopa recuperada se utiliza, en cambio, hasta 3 veces consecutivas para el servicio de pasajeros, pasando luego al de cargas.

El aceite nuevo, tipo 264, adquirido a Yacimientos Petrolíferos Fiscales, es suplido en vagones tanques y trasvasado al tanque de almacenamiento «P», según indica la fotografía 7168 B.

Para realizar esta operación, se efectúa en el tanque «P» un vacío de 20 a 22 pulgadas, se abren las válvulas correspondientes y se mantiene vacío hasta desagotar el tanque.

El tiempo necesario para trasvasar 20 toneladas de aceite es de unos 25 minutos.

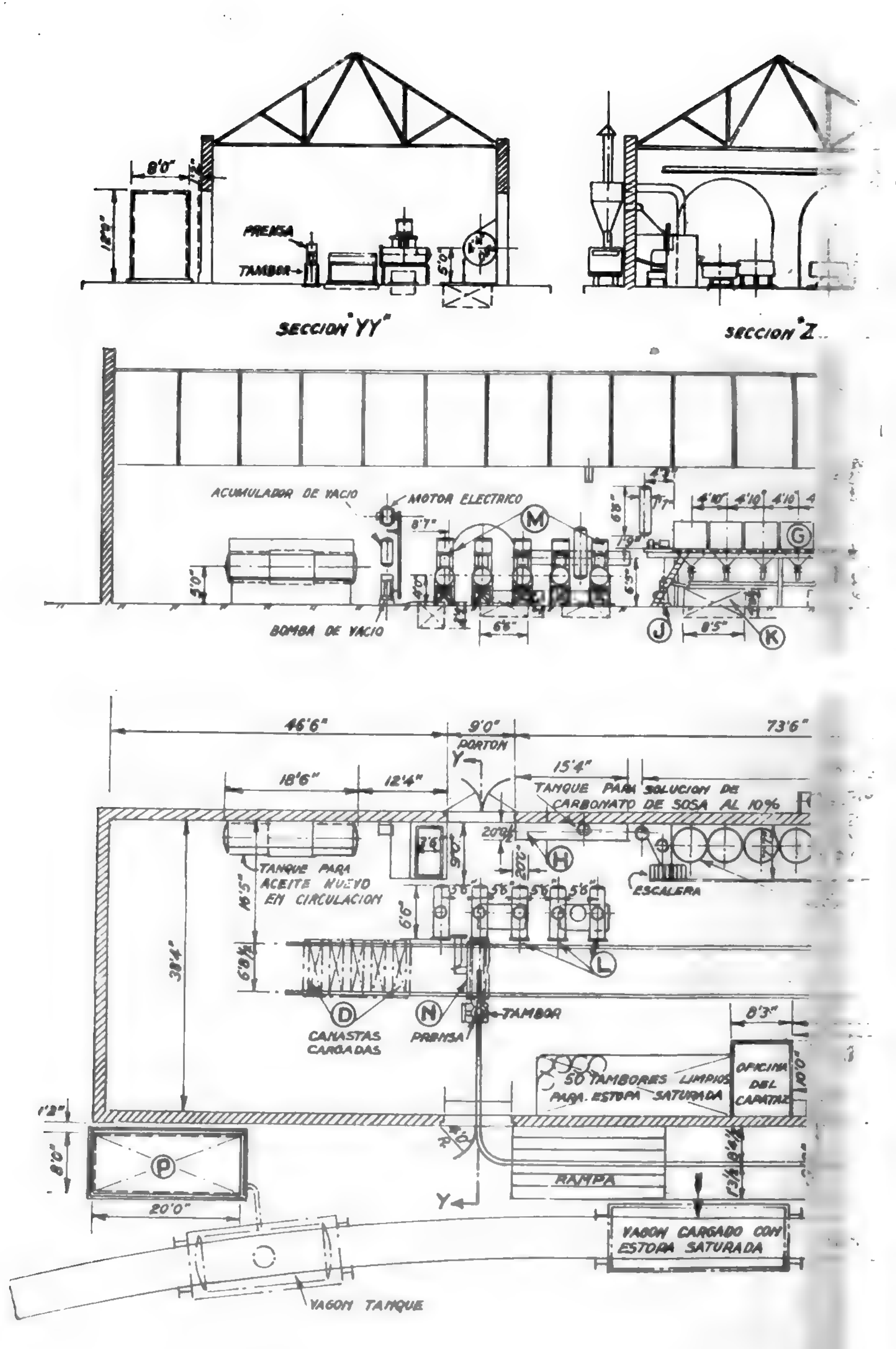
El plano Nº P. H. 1419 ilustra el conjunto del taller de estopada, y en él aparecen reproducidas las mismas letras de referencias que se han mencionado en las fotografías anteriores.

Las economías obtenidas en la reorganización descrita, han permitido reducciones de importancia en la mano de obra, alcanzando al 17 % para los trabajos de saturación y al 51 % en los de recuperación de estopa y aceite usados.

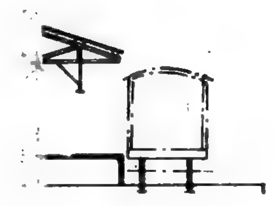
En lo que respecta a materiales, se ha suprimido totalmente el uso del Trictoretileno, cuyo consumo anual era de unos 7.000 kilos, obteniéndose, además, una economía de unas 50 toneladas de combustibles anuales.

El promedio anual de estopa y aceite recuperados y la producción de estopada nueva y reacondicionada por este taller, es como sigue:

Materiales recuperados		*Estopada producida por año*
Estopa Kgs.	Aceite Kgs	Kilos
256.000	379.000	912.000



8'0"
12'0"
PRENSA
TAMBOR
5'0"
SECCION "YY"
SECCION "Z"
ACUMULADOR DE VACIO
MOTOR ELECTRICO
M
8'7"
4'2"
6'8"
4'10"
4'10"
4'10"
G
5'0"
4'0"
6'5"
6'6"
8'5"
BOMBA DE VACIO
J
K
46'6"
9'0"
73'6"
PORTON
18'6"
12'4"
15'4"
TANQUE PARA SOLUCION DE CARBONATO DE SOSA AL 10%
TANQUE PARA ACEITE NUEVO EN CIRCULACION
16'5"
38'4"
6'6"
6'8½"
5'6"
5'6"
5'6"
5'6"
H
ESCALERA
L
D
N
TAMBOR
CANASTAS CARGADAS
PRENSA
8'3"
50 TAMBORES LIMPIOS PARA ESTOPA SATURADA
OFICINA DEL CAPATAZ
10'0"
1'2"
8'0"
P
20'0"
RAMPA
Y
YAGON CARGADO CON ESTOPA SATURADA
YAGON TANQUE



F

CARDADORA

A

18'6"

B

D

O

DESCARGA DE RESIDUOS
A LAS CLOACAS

9'0"

46'6"

2'8"

20'9"

PORTON

Z

5'3" 3'9"

2'9" 6'9"

26'0"

RESIDUOS

ESCALERA

D

6'10"

10'0" R.

C

9'6"

6'0"

B

CANASTAS
VACIAS

9'6"

22'6"

MOTORES ELECTRICOS

VIAS

45'0"

29'0"

9'0"

BASE GIRATORIA

12'6"

O

TAMBOR

RESISTENCIA MOT. ELECTRICOS

ESCALERA

8'3"

PLANCHADA DE SELECCION

3'6"

5'10½"

ESCALERA

BASCULA

RAMPA

VAGON CARGADO CON
ESTOPA SUCIA

Z

CONJUNTO DEL TALLER DE ESTOPADA

INFORME DEL RELATOR

Este trabajo muestra por medio de fotografías, un plano y una descripción bien detallada de la Planta, lo beneficioso y ventajoso que es tener una planta bien arreglada y ubicada, en los Talleres del Ferrocarril, para la preparación económica de materiales de primera importancia (como es la Estopada) en la conservación del buen funcionamiento de los ejes y muñones del material rodante.

Todo ingeniero mecánico ferroviario encargado del buen estado del material rodante y en cuanto a la eliminación de «Cajas Calientes», apreciará este trabajo por la importancia y valor que tiene para ellos y las economías que suele traer en su tren.

En vista de lo antedicho y teniendo en cuenta que este tema tiene interés, considero que debe publicarse este trabajo en los libros del Congreso.

RESOLUCION DEL CONGRESO

Se acuerda su publicación en vista del aporte interesante de este trabajo a la instalación de una planta para fabricación y recuperación de estopada por centrifugación, lo que configura beneficios de orden técnico y económico.

TEMA 13

NORMAS SOBRE RUEDAS Y EJES PARA COCHES Y CARROS

AUTORES: *Ingenieros ARTURO MONTESINOS MONTALBA y ENRIQUE SOLER VALENCIA.*
RELATOR: *Señor RAFAEL MARCACCIO.*

74.

A) INTRODUCCION

Desde el trabajo iniciado por la Empresa en 1924 sobre «Normalización de Ejes, Cajas graseras, Cuñas, Bronces y Tapas de cajas graseras en el equipo rodante de trocha 1,676 m», cuyo programa hace varios años ha sido totalmente cumplido, no se han hecho modificaciones de trascendencia en los elementos normales fijados en esa fecha.

Esta normalización ha rendido sus frutos con creces en cuanto a que ha permitido simplificar el servicio y conservación en uno de sus puntos fundamentales.

Sin embargo, hacía falta reunir en un impreso todo lo referente a la actual situación de la normalización ejecutada, y en especial agregar las instrucciones necesarias a la preparación en el taller de ruedas y ejes, la revisión en el servicio de ellos, indicar los defectos que se presentan y la forma de subsanarlos para volver a dejar en condiciones de seguridad y eficiencia estos elementos.

Además, ha sido necesario efectuar una revisión de los elementos normalizados para ajustarlos a los progresos realizados por la técnica, la normalización efectuada en otros países y también revisar si las condiciones actuales del servicio correspondían bien a la aplicación del trabajo efectuado.

Este trabajo se ha hecho sólo para los ejes y ruedas y a semejanza del «Wheel and Axle Manual» preparado por la A.A.R., Association of American Railways, del que se han tomado gran parte de las instrucciones que aquí aparecen, lo que por lo demás se justifica debido a que estos elementos corresponden a piezas idénticas a las americanas o muy parecidas, que han sido adoptadas por la Empresa como normales.

B) DATOS ESTADISTICOS Y PRUEBAS

Debido a las frecuentes quebraduras de ejes que se estaban produciendo en el servicio, se ordenó llevar una estadística de estas fallas, para lo cual se impartieron órdenes y entregaron formularios impresos a todos los Puestos de Revisión y Maestranzas de la Red, para que informaran de manera detallada cada vez que ocurriera alguna.



El anexo 1 es el formulario en que deben informar las quebraduras de ejes.

Los numerosos datos solicitados es con el objeto de averiguar si hay alguna circunstancia especial que produce las quebraduras.

Al agrupar las quebraduras por tipos de carros y coches como se muestra en anexo 2, se observa que éstas se producen en una fuerte proporción en los

Carros: bodegas de 2 ejes de 10 t, A	32 %
» » 4 » » 30 t, E	28 %
Coches: primera clase de acero de 4 ejes para 84 pasajeros	8 %

En los otros tipos de carros o coches se ve que las quebraduras son muy aisladas y no son frecuentes.

En los carros A el mayor número de quebraduras se debe seguramente a que se trata de un equipo de dos ejes sin boguies, que es más rígido.

Como no se consideraba suficiente las quebraduras registradas por la estadística, para investigar el estado en que se encuentran los ejes en servicio se dispuso la adquisición de un equipo (Magnaflux) para el examen con flujo magnético en la ubicación de grietas.

A raíz de un accidente producido por una quebradura de eje (junio 1945), se hizo un examen cuidadoso de 46 pares de ruedas (1).

Primero, un examen visual y con lupa (después de limpiar las superficies), en el que no se constató indicación alguna de formación o presencia de grietas.

Después se procedió al examen magnético de los pares (con ruedas montadas), en el cual no se encontró tampoco ningún indicio de grietas, lo que se puede apreciar en las fotografías anexas.

Por último, se desarmaron los pares y se examinaron los ejes aislados (ver fotografías anexas).

El resultado de esta prueba fué poco alentador y vino a comprobar lo que se determina más adelante por el cálculo, que la sección del asiento de la rueda está débil. Así se encontró lo siguiente:

Ejes sin grietas	11
Ejes con grietas a un lado	14
Ejes con grietas a los dos lados	21
Total ejes revisados	46

El detalle por edad y tipo de ejes revisados se da en anexo 4.

---

(1) Llamamos comúnmente en Chile el conjunto de dos ruedas montadas en un eje: Parada de ruedas. Este término nos parece poco apropiado, pues los significados de parada son: acción de parar o detenerse; parada militar; parada en el juego, etc. Se llaman además en España (Hütte): juegos de ruedas, ejes montados; en México: ruedas; en Francia: joue de roues, paire de r., essieu monté; en Alemania: radsatz; en Inglaterra y Estados Unidos: pair of wheels. Creemos que el término «par de ruedas» es el que mejor indica el conjunto de estas piezas, además de ser el más usado en el mundo y por eso lo hemos introducido.

C) CALCULOS JUSTIFICATIVOS

Con estos antecedentes se vió entonces la necesidad de examinar las cargas que soportaban los ejes y las tasas de trabajo que éstas producían.

Se procedió a determinar especialmente las cargas de los carros y coches con mayor número de quebraduras.

Las tarifas aceptan una sobrecarga en todo el equipo de 15 %, que sumada con las taras de éste y la capacidad de carga del carro (carga de registro), nos da entonces las solicitaciones de los ejes.

Debido a que el equipo no es uniforme dentro de cada grupo de él, por su distinta procedencia y a la falta de unificación de las antiguas adquisiciones, la elección de la tara media se hizo a base de los datos que aparecen en anexo 3.

Las taras del resto del equipo, más las cargas que no se dan en detalle, también fueron examinadas, y se comprobó que ellas eran más bajas, además de tratarse de un número de carros menos numeroso e importante.

Los ejes usados por la Empresa son de cuatro tipos, y se les designa con las letras:

K, J, H, P–Q

En anexo 5 (esquema 1571), aparecen sus dimensiones y el equipo en el cual se les usa.

Ya elegidas las cargas para el cálculo se hizo la verificación de las fatigas de trabajo por la fórmula de Reuleaux corregida, anexo 6.

Esta fórmula es la empleada por la A.A.R., pues ella es la que ha sido comprobada por todas las experiencias realizadas por esa entidad (ver Passenger Car Axle Tests, 4th Progress Report, 1.°.4.40).

Los cálculos para los ejes aparecen en anexo 7, y se puede ver que las fatigas de trabajo que resultan en la sección BB (ver fig. anexo 2) del eje, próxima al cubo por el lado interior, son:

Para eje K	1.450 Kg/cm²
» » J	1.750 »
» » H	1.580 »
» » P–Q	1.260 »

siendo que la tasa de trabajo recomendada por la A.A.R., es de 1.240 Kg/cm².

Como comprobación de estos cálculos, se hizo también la verificación de los ejes por la fórmula Meyer, que aparece en anexo 8.

Los resultados de este cálculo aparecen en anexo 9, y en ellos se puede ver que las fatigas que resultan son también muy superiores a los aceptados para esta forma de cálculo, que es de:

2.250 Kg/cm²

Las fatigas son para:

Eje K	2.340 Kg/cm²
» J	2.650 »
» H	2.460 »
» P–Q	2.140 »

Habría entonces dos maneras de dejar trabajando los ejes a tasas admisibles:

1) Bajar las cargas que reciben los ejes, o

2) Aumentar o reforzar la sección débil de éstos.

La primera solución exigía:

a) Rebajar la carga de registro de los carros, o

b) Cambiar los ejes del equipo de mayor capacidad de carga a uno de menor capacidad.

La solución a) no es posible realizarla, pues esto equivalía a disminuir apreciablemente la capacidad de transporte de los trenes, cuando la estructura (marco y caja) es por otra parte adecuada para resistir la carga prevista.

La solución b) tampoco era fácilmente practicable, pues los distintos tipos de ejes no son intercambiables por tener diferente distancia entre centros de muñones y exigir distintos tipos de bronces, cuñas y cajas graseras, lo que hacía necesario transformaciones en algunos casos sencillas, pero en la mayoría complicadas, y que tomarían varios años de trabajo.

Además el examen magnético de los ejes (anexo 4) mostró que hay una gran cantidad de ejes agrietados, que para seguridad en el servicio de los trenes habrá que cambiar a corto plazo.

Estas consideraciones nos aconsejaron adoptar la solución 2), o sea, reforzar los ejes en su sección débil.

Se procedió entonces a dimensionar las secciones más fatigadas de los ejes de modo de obtener tasas de trabajo admisibles por la fórmula de Reuleaux y se compararon las dimensiones resultantes con los ejes normales de la A.A.R., que se dan en anexo 10.

Como las dimensiones resultaron muy cercanas a estos ejes, se estimó conveniente adoptar las dimensiones y formas de ellos, con lo que de todos modos se gana uniformidad en su fabricación para los ejes procedentes de Estados Unidos.

Los cálculos según la fórmula de Reuleaux corregida aparecen en anexo 11, y como comprobación fueron también calculados con la fórmula de Mayer en anexo 12.

Los nuevos ejes que sustituían a los antiguos se designaron como sigue, y se indica también el tipo semejante A.A.R.:

Ejes nuevos			**Ejes A.A.R.**			**Ejes antiguos**
1–2	**semejante**	**a**	**B**	**sustituye**	**a**	**K**
3	**»**	**»**	**C**	**»**	**»**	**J**
4	**»**	**»**	**D**	**»**	**»**	**H**
5	**»**	**»**	**D**	**»**	**»**	**P–Q**

El eje 5 sólo cambió de designación, pues cuando hace algunos años fué introducido en la Empresa, sus dimensiones se hicieron semejantes al eje A.A.R. – D.

Debido a que el eje 4 tiene la misma capacidad de carga que el eje 5, en el futuro todas las nuevas construcciones se harán con eje 5 ... no tiene un

será ventajoso para la lubricación. Además, tampoco se pudo hacer su eliminación inmediata debido a que sería necesario cambiar también las cajas graseras, cuñas y bronces en el equipo, lo que no es aconsejable económicamente por la edad de este equipo ni por el gasto que demandaría.

En el plano N.° 14510 anexo, aparecen las nuevas dimensiones de estos ejes.

Se verificaron también para completar el cálculo, las secciones del muñón y plano medio de los ejes (AA, CC), lo que aparece en anexo 11.

Además se comparó la carga unitaria sobre el muñón de los ejes normales de carga A.A.R., con los ejes 1–2, 3, 4, 5, lo que aparece en anexo 13.

Se puede observar que las cargas unitarias de los ejes 1–2, 3, 4, 5, son comparables aunque ligeramente mayores, pero esto queda compensado por la velocidad máxima fijada para las cargas máximas admisibles, que es de 100 Km/h., siendo que la A.A.R. ha fijado una velocidad máxima de 130 Km/h. (85 millas/h.). Lo que viene a comprobar que la lubricación se encuentra en ambos casos en el mismo estado de eficiencia.

La verificación del cubo de las ruedas aparece en anexos 11 y 12.

D) NORMAS ADOPTADAS

a) Las ruedas que se usarán en el futuro serán:

		Plano
I.	Ruedas de fundición de hierro blanca con superficie dura	14513
II.	Centros de rueda con llanta recambiable de acero ...	14620
III.	Ruedas con llanta solidaria de acero (en estudio)	—

Las ruedas (I), de fundición, se usarán solamente en el equipo de carga y será la misma rueda normal de la A.A.R., de 840 mm (33"), en los siguientes tamaños:

Peso nominal	*Para carros de*	*Para ejes*
295 kg (650 lb)	10 y 20 t.	1–2
340 kg (750 lb)	30, 40, 50 t.	3, 4, 5

Los centros de ruedas (II), con llanta recambiable, se usarán sólo para el equipo de pasajeros, del cual sólo habrá el tipo indicado en el plano.

El equipo de carga que en la actualidad tiene este tipo de ruedas (II), usará también en el futuro ruedas de fundición de hierro (I). Lo que se hará una vez que las llantas hayan llegado al desgaste máximo admisible.

b) En el futuro sólo se usarán las llantas para el equipo de pasajeros, cuya forma es la de la A.A.R., y plano 14621, y de 780 mm (30 ¾") de diámetro interior.

c) Los elementos de fijación de las llantas a los centros de ruedas, serán anillos del tipo indicado en plano 14592.

d) Los ejes normalizados son los indicados en el plano 14510 y designados por tipo 1–2, 3, 4, 5.

Para evitar en el futuro quebraduras motivadas por cargas sobre los ejes mayores que las admisibles, se han fijado «las cargas máximas sobre los dos muñones» del eje y el «peso máximo del carro sobre rieles».
Estas cargas se fijarán de acuerdo con el cálculo que se describe en capítulo C), anterior.
Con la aplicación de este nuevo sistema de cargas máximas se va a abandonar el actualmente en uso que fija una cierta capacidad de carga al equipo (carga de registro) y sobre ésta, acepta una sobrecarga hasta de 15 %, sin considerar para nada la tara de carros y coches, que por tener valores muy diversos dentro de cada tipo por su distinta edad y fabricación, conduce a cargas sobre muñones muy variables, que en el caso de taras elevadas produce una solicitación excesiva, y por el contrario las taras bajas originan un mal aprovechamiento de la capacidad del equipo.
El «peso máximo del carro sobre rieles», que se puede controlar fácil y rápidamente en la romana, permite obtener por simple resta, conociendo la tara del carro, la carga máxima admisible que se puede colocar sobre el carro.
Este peso máximo sobre rieles que cada carro llevará rotulado junto con la tara y la carga máxima permitida, tiene la gran ventaja de no prestarse a errores de cálculo, interpretaciones por parte del personal de estaciones ni del público y aprovecha, por otra parte, al máximo la capacidad de carga de trenes.
La rotulación de los carros podría ser como sigue, si por ejemplo se tratara de un carro cajón de 45 t.

Carga de registro	45 t.
Peso máximo sobre rieles	72,4 t.
Tara	21,3 t.
Carga máxima permitida	51,1 t.

Otro de los aspectos de los ejes que tiene una gran importancia es la nueva forma que se les ha dado.
Las investigaciones realizadas por la A.A.R., de las cuales hacíamos mención en capítulo C (pág. 285), llegaron a la conclusión que la forma más conveniente en la sección (BB) del eje próximo al cubo por el lado interior, es la adoptada en nuestro plano 14510 y no la que se usaba hasta la fecha, como el del anexo 13, en que había una enralladura en la sección del eje, donde se producen concentraciones de líneas de fatiga.
Esta práctica también ha sido confirmada en los nuevos automotores Diesel de alta velocidad (130 km/h) que tenemos en servicio hace más de cuatro años, donde los ejes, que tienen la forma que hemos adoptado, deben soportar solicitaciones más severas.
Además, en el «Manual del Constructor de Máquinas» de Dubbel, pág. 564, ed. 2.ª, y en el «Strength of Materials» de Timoshenko, cap. VI, Stress Concentración, p. 615, se dan también las mismas recomendaciones para la forma de ejes.
En cuanto a las demás dimensiones de los ejes se hizo lo siguiente:
1) Las dimensiones de muñones y el diámetro del asiento del guardapolvo no sufrirán alteraciones.

2) El punto de centrado se hizo en un ángulo de 60° de acuerdo con la A.A.R.
3) Los desgastes admisibles en muñones, collares y asientos de calaje se hicieron igual a la A.A.R.

e) Ya fijados los elementos que constituyen el par de ruedas, se prepararon los planos correspondientes con los dos tipos de ruedas adoptadas, o sea:

	Plano
Con ruedas de fundición	14591
Con centros de rueda con llanta recambiable de acero	14592

En ellos se han puesto en forma resumida, además de dimensiones y tolerancias:

las cargas y usos de los ejes,
los desgastes admisibles de ejes,
los tipos de ruedas y ejes que deben usarse juntos,
la forma de combinarlos según el estado de ejes y ruedas (selección) para alargar su vida,
las tolerancias y aprietos que deben darse,
las presiones de calaje, y
los planos de referencia de los elementos, calibres y herramientas que se usan en el trabajo.

Además en el plano (14592) de pares con centros de ruedas con llanta recambiable de acero se indican:

los tipos de llantas usados,
los desgastes admisibles de ellas,
la forma de fijar las llantas por anillo,
los aprietos de la llanta y centro, y
los desgastes admisibles del centro.

E) COMPLEMENTOS

Además de los planos y antecedentes que se han dado en los capítulos anteriores, queremos agregar otros que pueden ser de interés para cualquier estudio similar que desee hacerse y que corresponden a las instrucciones que se preparan para el personal.

Estas instrucciones, que llevarán por título:

CARTILLA 12

Normas sobre ejes y ruedas para coches y carros

tendrán el temario que se da en anexo 17.

Los otros antecedentes preparados son:

	Plano
Rotulación de ejes	14511
Rotulación le ruedas de fundición ..	14512
Calibre para desgaste de muñones .	H-688
Calibre para trocha de ruedas de fundición	H-672
Calibre para desgaste de llantas ..	H-680.1

INDICE DE ANEXOS

1 Formulario para informar de quebraduras de ejes.
2 Estadística de ejes quebrados.
3 Taras del equipo.
4 Examen magnético de 46 ejes.
5 Dimensiones de ejes K, J, H, P–Q (esquema 1571).
6 Fórmula de Reuleaux corregida para el cálculo de ejes.
7 Verificación de los ejes K, J, H, P–Q según fórmula Reuleaux.
8 Fórmula de Meyer para el cálculo de ejes.
9 Verificación de los ejes K, J, H, P–Q según fórmula de Meyer.
10 Ejes normales A.A.R., para equipo de carga.
11 Cálculo ejes 1–2, 3, 4, 5, según fórmula de Reuleaux.
12 Cálculo ejes 1–2, 3, 4, 5, según fórmula de Meyer.
13 Comparación de la lubricación entre ejes A.A.R. y normales, 1–2, 3, 4 y 5.
14 Temario de la Cartilla 12.
15 Antigua forma de ejes.
16 Fórmula para el cálculo de las fatigas en el cubo y en el eje debidas al calaje a presión.

PLANOS ANEXOS

14510	H–688
14512	
14513	H–669
14620	
14511	H–680.1
14591	
14592	
14621	

ANEXO 1

Señor Jefe del Departamento de Tracción y Maestranzas.
Santiago.

Informo a Ud. respecto a la siguiente cortadura de — $\dfrac{\text{un eje}}{\text{una llanta}}$ del vehículo: Tipo .... N.° .... Tren N.° ....

1) *Fecha del accidente:* ... de .... de 194..
2) *Lugar del accidente:* Entre Estaciones .... y .... kilómetro ....
3) *Composición del tren:* Número de carros del tren .... Número de carros entre la locomotora y el carro accidentado ....
4) *Vía:* En recta — en curva. — entrada estación.
5) *Carga:* .... Estibadura .... Peso según guía .... Estación de procedencia .... N.° de la guía ....
6) *Fecha de la última reparación general:* ... de .... 194.. Zona
7) *Estado de los resortes:* .... presentan sentaduras ......

Estado de los frenos .... Estado de los bogies ....

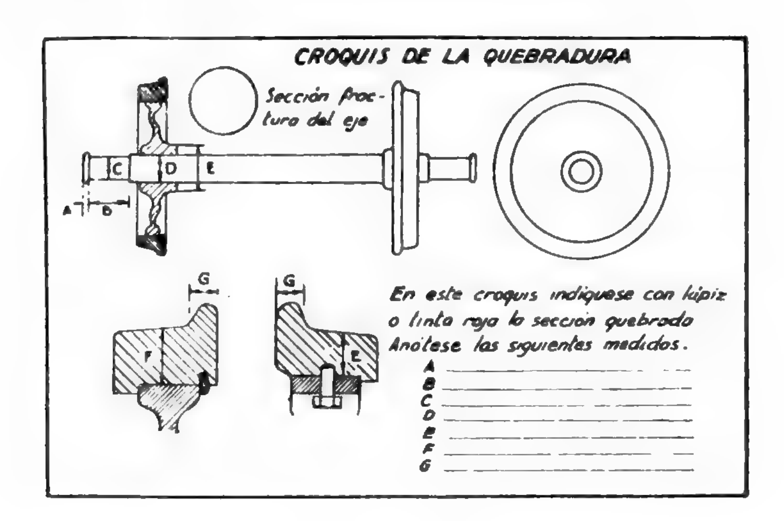
Datos sobre el EJE:

N.° y letras ....
Fabricante ....
Colocado en la .. Zo.na el día ...
de .... **de 194..**

Datos sobre la LLANTA:

N.° y letras ....
Fijación: por anillo — por pernos
Fabricante ....
Defectos observados ....

Ruptura junto caja grasera N.° ....
Caldeadura ....
Defectos observados en el EJE: ....
....



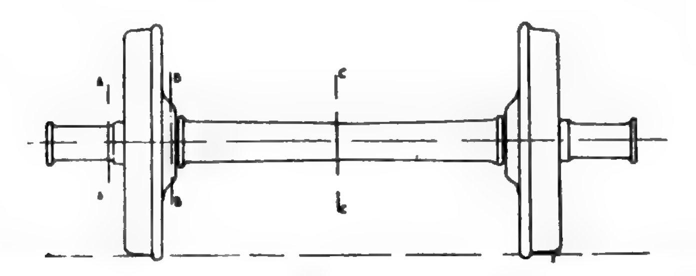
ANEXO 2

Estadística de quebraduras de ejes de carros y coches, trocha 1,676 m

	CARROS							Quebraduras	
Tipo	1939	1940	1941	1942	1943	1944	1945	Total	%
A	**8**	**5**	**5**	**3**	—	4	3	**28**	**31,9** %
E	**3**	**4**	**5**	**3**	2	2	6	**25**	**28,4** %
Petrolero	2	4	4	—	1	1	—	12	**13,6** %
DA	—	—	1	—	—	—	—	1	**1,1** %
Q	—	—	—	—	—	2	—	2	**2,3** %
LN	—	1	—	1	—	—	—	2	**2,3** %
N	1	—	—	—	—	—	—	1	**1,1** %
K	—	—	1		—	—	—	1	**1,1** %
J	1		—		—	—	—	1	**1,1** %
O	—	—	—	1	—	—	—	1	**1,1** %

COCHES

Tipo	1939	1940	1941	1942	1943	1944	1945	Total	%
I	1	2	1	—	—	2	1	7	8,0 %
II	1	—	—	1	—	—	—	2	2,3 %
III	—	—	1	—	1	—	—	2	2,3 %
X	1	—	—	1	—	—	1	3	3,4 %
Totales anuales	18	16	18	12	4	11	11	88	100 %



De un total de 55 quebraduras de eje se comprobó la siguiente distribución, según distintas secciones indicadas a continuación:

Sección	N.° quebraduras	Porcentaje
AA	6	10,9 %
BB	38	69,0 %
CC	8	14,6 %
Otras secciones	3	5,5 %
TOTAL	55	100,0 %

ANEXO 3

TARA DEL EQUIPO

La tara adoptada para el cálculo de la carga máxima sobre muñones está comprendida entre la tara media del tipo de equipo considerado y los valores máximos de la misma.

Se ha procedido así para no disminuir demasiado la seguridad de aquellos carros cuya tara sea mayor que la tara media, esto vale especialmente para aquéllos que se acercan al valor máximo. No se eligió la tara máxima porque entonces habría sucedido al revés, o sea que todo el equipo y especialmente los que se acercan al valor mínimo habrían tenido un exceso de seguridad.

Se incluye a continuación las taras del equipo que dentro de cada agrupación tienen mayor carga sobre muñones; no incluímos el resto por no ser necesario.

Letra	Tipo	Carga registro	N.° eje	Tara media	Tara de cálculo	Observaciones
A	Bodega	10	2	8.700	9.500	
E	Bodega	30	4	17.900	19.500	
P–Q	Cajón	45	4	21.300	22.000	

Los coches de pasajeros tienen taras muy superiores al del equipo de carga considerado, pero por ser de baja capacidad de carga (pasajeros), la carga sobre muñones es menor que la del equipo que se consideró en el cálculo.

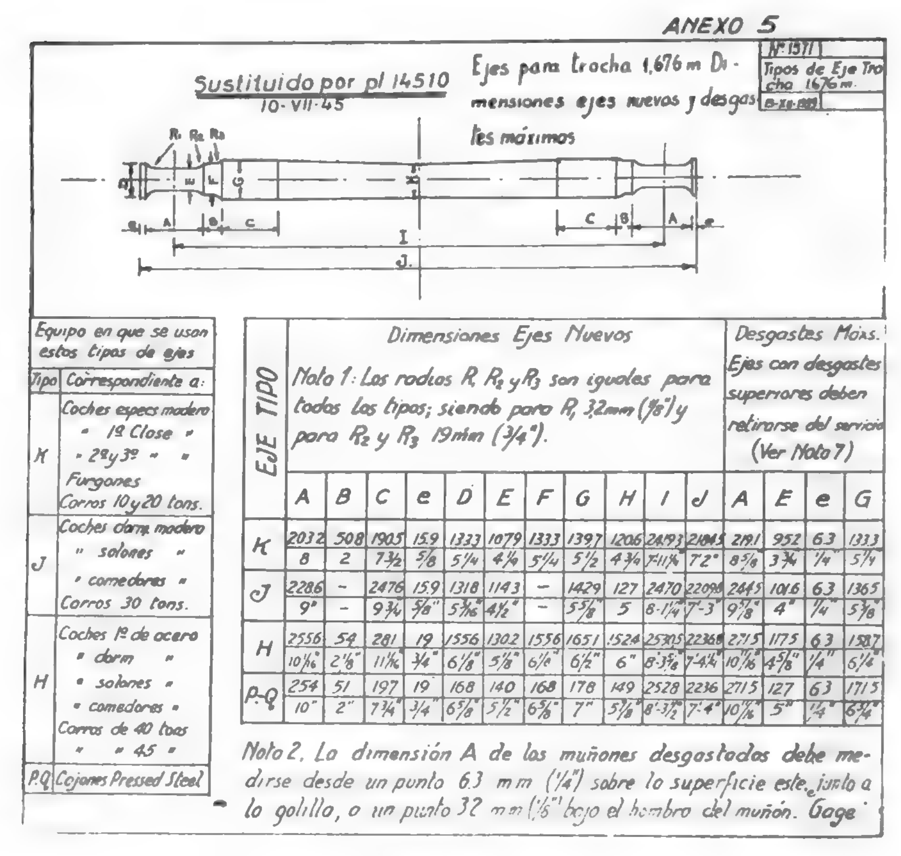
ANEXO 4

EXAMEN MAGNETICO DE GRIETAS EN 46 EJES CARROS Y COCHES — TROCHA 1,676 m.

(Accidente Polpaico: Junio 1945)

Año del eje	*Edad*	*Cantidad de ejes*	*Grietas*		
			Sin	*Un lado*	*Dos lados*
Fecha desconocida		8	1	2	5
1917	28	1	—	—	1
20	25	3	1	—	2
21	24	5	1	2	2
22	23	2	—	1	1
23	22	2	—	—	2
24	21	3	1	—	2
25	20	2	—	1	1
26	19	3	—	1	2
27	18	2	1	—	1
28	17	2	1	1	—
29	16	0	—	—	—
1930	15	1	—	1	—
31	14	2	—	1	1
32	13	0	—	—	—
33	12	0	—	—	—
34	11	0	—	—	—
35	10	0	—	—	—
36	9	0	—	—	—
37	8	0	—	—	—
38	7	1	—	1	—
39	6	3	2	1	—
1940	5	3	1	1	1
41	4	0	—	—	—
42	3	1	1	—	—
43	2	2	1	1	—
44	1	0	—	—	—
45	0	0	—	—	—
Total de ejes		46	11	14	21

Eje tipo	*Cantidad*	*Grietas*		
		Sin	*Un lado*	*Dos lados*
K	8	2	2	4
J	33	8	10	15
H	5	1	2	2
Total	**46**	**11**	**14**	**21**



ANEXO 5

Sustituido por pl 14510
10-VII-45

Ejes para trocha 1,676 m Dimensiones ejes nuevos y desgastes máximos

Nº 1511
Tipos de Eje Trocha 1676 m.

Equipo en que se usan estos tipos de ejes	
Tipo	Correspondiente a:
K	Coches espec. modero 1ª Clase 2ª y 3ª Furgones Carros 10 y 20 tons.
J	Coches dorm. modero salones comedores Carros 30 tons.
H	Coches 1ª de acero dorm. salones comedores Carros de 40 tons 45
P.Q.	Cajones Pressed Steel

Dimensiones Ejes Nuevos

Nota 1: Los radios R_1 R_2 y R_3 son iguales para todos los tipos; siendo para R_1 3,2 mm (1/8") y para R_2 y R_3 19 mm (3/4").

Desgastes Máxs. Ejes con desgastes superiores deben retirarse del servicio (Ver Nota 7)

EJE TIPO	A	B	C	e	D	E	F	G	H	I	J	A	E	e	G
K	2032	508	1905	15.9	1333	1079	1333	1397	1206	24193	21845	219.1	952	6.3	1333
	8	2	7 1/2	5/8	5 1/4	4 1/4	5 1/4	5 1/2	4 3/4	7-11 1/4	7' 2"	8 5/8	3 3/4	1/4"	5 1/4
J	228.6	–	2476	15.9	1318	1143	–	1429	127	2470	22098	2445	101.6	6.3	1365
	9"	–	9 3/4	5/8"	5 3/16"	4 1/2"	–	5 5/8"	5	8-1 1/4"	7'-3"	9 5/8"	4"	1/4"	5 3/8"
H	2556	54	281	19	1556	130.2	1556	1651	1524	25305	22368	27.15	1175	6.3	1587
	10 1/16"	2 1/8"	11 1/16	3/4"	6 1/8"	5 1/8"	6 1/8"	6 1/2"	6"	8'-3 5/8"	7'-4 1/4"	10 11/16"	4 5/8"	1/4"	6 1/4"
P-Q	254	51	197	19	168	140	168	178	149	2528	2236	2715	127	63	1715
	10"	2"	7 3/4"	3/4"	6 5/8"	5 1/2"	6 5/8"	7"	5 7/8"	8'-3 1/2"	7'-4"	10 11/16"	5"	1/4"	6 3/4"

Nota 2. La dimensión A de los muñones desgastados debe medirse desde un punto 6.3 mm (1/4") sobre la superficie este junto a la golilla, o un punto 32 mm (1/4") bajo el hombro del muñón. Gage

ANEXO 6

FORMULA DE REULEAUX PARA CALCULO DE EJES

El momento flextor para cualquier sección entre cubos debido a las cargas verticales y horizontales vale:

$$M = \frac{Wb}{2} - \frac{Hh}{m}(y - b) + \frac{Hh_1}{l} + Hh_2$$

La fórmula de Reuleaux toma como solicitación la producida en el momento de iniciarse el volcamiento del vehículo tomando la carga

vertical sin recargos dinámicos y aumentando la distancia entre ejes de muñones en 1 ⅝".

En el instante de iniciarse el volcamiento del vehículo si tomamos momentos de las fuerzas respecto al riel tendremos:

$$H \times h = W \times \frac{m}{2} \quad \text{de donde} \quad H = \frac{Wm}{2h}$$

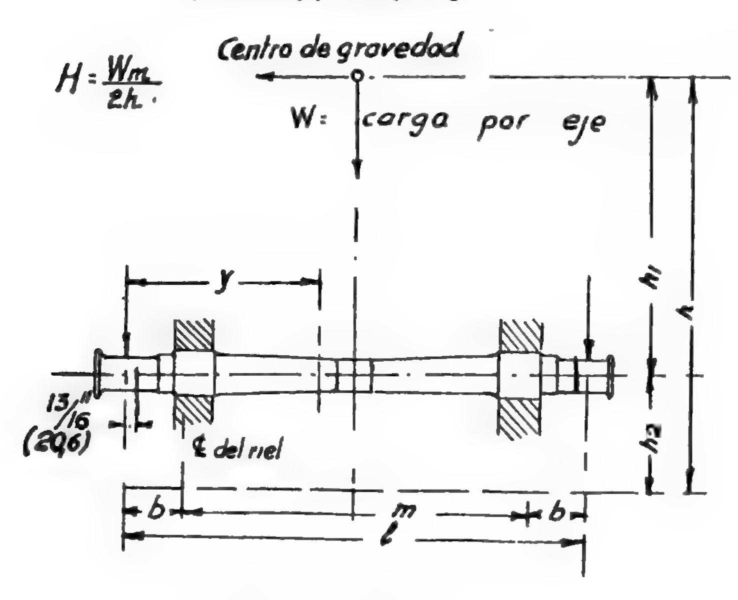
Reemplazando tenemos:

$$M = \frac{W}{2}\left(1 - \frac{mh_1}{l\,h}\right)(l - y)$$

Se acepta como fatiga máxima admisible 1.240 k/cm², quedando así cubiertas las solicitaciones por presión de celaje y cansancio del material.

El muñón se calcula con carga estática y se acepta como fatiga máxima admisible 700 k/cm².

FIG. - ANEXO 6



Momento entre cubos

$$M = \frac{Wb}{2} - \frac{Hh}{m}(y-b) + \frac{Hh_1}{l}y + Hh_2 = \frac{W}{2}\left(1 - \frac{mh_1}{l\,h}\right)(l - y)$$

ANEXO 7

VERIFICACION DE LOS EJES K, J, H Y P-Q SEGUN LA FORMULA DE REULEAUX CORREGIDA

Coeficiente para el cálculo del momento entre cubos

$$\text{Momento entre cubos} = \frac{W}{2}\left(1 - \frac{mh_1}{1\,h}\right)(l - y)$$

Tipo del eje	*K*	*J*	*H*
m (cm)	177	177	177
h_1 »	170	170	170
h »	214	214	214
l »	222	225	228
$\frac{mh_1}{lh}$	0,64	0,63	0,62
$A = 1 - \frac{mh_1}{lh}$	0,36	0,37	0,38
y' (cm)	35	36	37,5
y'' »	111	112	114
$B = l - y'$ »	187	189	190,5
$B'' = l - y''$ »	111	112	114

Cargas sobre muñones

Tipo eje	*Tipo carro*	*Tara de cálculo*	*Carga + 15 %*	*Carga sobre rieles*	*Carga sobre ejes*	*Carga un muñón*
K	A	9.500	11.500	21.000	19.200	4.800
J	E	19.000	34.500	53.500	49.500	6.200
H	P–Q	22.000	52.000	74.000	69.600	8.700

Tipo eje	$\frac{W}{2}$ *(kg)*	$A \times B'$ *(cm)*	*Momento (kg–cm)*	*Diámetro (cm)*	*Mod. rest. (cm³)*	*Fatiga (kg/cm²)*
Sección interior del cubo de la rueda (sección BB).						
K	4.800	67	322.000	13,3	222	1.450
J	6.200	70	433.000	13,6	247	1.750
H	8.700	72	625.000	15,9	396	1.580
P–Q	8.700	72	625.000	17,1	493	1.260
Sección entre cubos (sección CC)						
K	4.800	39,6	190.000	12,1	175	1.080
J	6.200	41,2	256.000	12,7	202	1.270
H	8.700	43,0	374.000	15,2	346	1.080
P–Q	8.700	43,0	374.000	14,9	326	1.140
Sección A (muñón)						
K	4.800	10,2	49.000	9,5	84	585
J	6.200	11,4	70.800	10,1	102	695
H	8.700	12,8	111.000	11,7	158	701
P–Q	8.700	17,8	111.000	12,7	201	550

ANEXO 8

FORMULA DE MEYER PARA CALCULO DE EJES

(Libro Berechnung des Eisenbahnwagens von Ernst Kreissig)

Es un método de cálculo que toma en cuenta todas las solicitaciones a que se encuentra sometido un eje, es decir, flexión con recargo dinámico proveniente del peso que gravita sobre el muñón y por el esfuerzo horizontal debido a fuerza centrífuga en curva y movimiento de «lacet», aplicada en la llanta de la rueda. También considera la solicitación por la presión de calaje.

Cálculo del momento flextor (ver figura)

El esfuerzo horizontal H aplicado en el centro de gravedad provoca una reacción en el muñón que vale:

$$P = \frac{H \times h}{L}$$

que se suma al valor ocasionado por el peso sobre muñón, estimándose este último en $1{,}4\,Q$, siendo Q la carga estática, H se avalúa en $0{,}7\,Q$. El momento flextor máximo valdrá

$M = (1{,}4\,Q + p)\ 1 + H\,r$, haciendo los reemplazos

$$M = \left(1{,}4\,Q + \frac{H\,h}{L}\right)1 + H\,r = \left(1{,}4\,Q + \frac{0{,}7\,Q\,h}{L}\right)1 + 0{,}7\,Q\,r =$$

$$= 0{,}7\,Q\,\left[\left(2 + \frac{h}{L}\right)1 + r\right]$$

Este momento corresponde a la sección a plomo círculo de rodadura.

El momento en el muñón será $M = (1{,}4Q + p)\ 1 = 0{,}7Q\left(2 + \frac{h}{L}\right)1$

El momento en sección F será:

$$M - (1{,}4\,Q + p)\ (1 + b) - (1{,}4\,Q + q)\ b + H\,r$$

siendo
$$q = \frac{H(b + r)}{S_0}$$

que para esta sección, lo mismo que para cualquiera otra entre ambos, es menor que el círculo de rodadera.

Cálculo solicitación en portada calaje

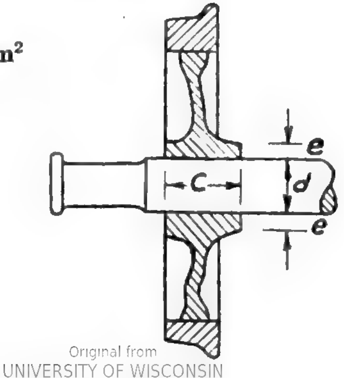
Llamando

- X sobremedida del eje respecto diámetro eje del cubo
- d diámetro eje
- b_0 espesor (masa) cubo
- E módulo de elasticidad $= 2{,}1 \times 10^6$ Kg/cm²
- σ_0 2.400 Kg/cm² límite de elasticidad
- p_0 presión superficial de apriete

tenemos:

$$X = \frac{\sigma_0(d + 2b_0)}{E}$$

$$p_0 = \frac{2b_0\ \sigma_0}{d}$$



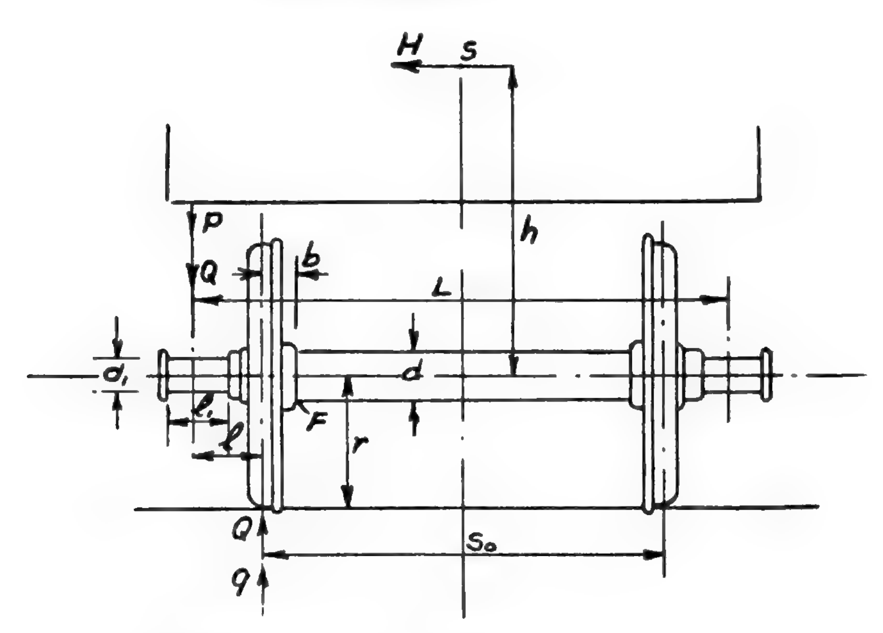
La extensión transversal, incluyendo esfuerzo tangencial, se estima en 0,6 p_0.

La presión de calaje vale: $P = \pi . d . c . \mu$, $p_0 = 0{,}25 . d . c . p_0$ siendo c = largo cubo y μ = coef. fricción = 0,08.

P se calculó tomando como máximo un esfuerzo de 600 Kg por milímetro de diámetro en cubos de acero y 400 Kg en cubos de fundición.

La suma de fatiga de flexión y 0,6 p_0 no debe pasar de 2.250 Kg/cm² para aceros de 50/mm² a la ruptura.

FIG. ANEXO 8



Momento en el cubo

$$M = (1.4\,Q + p)\,\ell + Hr$$

$$H = 0.7\,Q$$

$$q = \frac{0.7\,Q}{L}\,\ell_1$$

ANEXO 9

VERIFICACION DE LOS EJES K, J, H y P-Q

Según la fórmula de Meyer

Momento máximo en la masa $M\ 0{,}7\,Q\left[\left(2 + \frac{h}{L}\right) 1 + r\right]$

Coeficiente para el cálculo del momento

	Tipo de eje	*K*	*J*	*H*
r	(cm)	44	44	44
h	»	170	170	170
l	»	20,8	22,0	23,3
L	»	218,5	221,0	223,6
$\frac{h}{L}$		0,78	0,77	0,76
$2+\frac{h}{L}$		2,78	2,77	2,76
$\left(2+\frac{h}{L}\right) l$	(cm)	58	61	64
$\left[\left(2+\frac{h}{L}\right) l + r\right]$	(cm)	102	105	108

Sección		*Lado interior*	*Cubo rueda*		*(Sección BB)*
Tipo eje	*0,7Q (kg)*	$\left[\left(2+\frac{h}{L}\right) l + r\right]$	*Momento (kg/cm)*	*Módulo resist.*	*Fatiga (kg/cm²)*
K	3.360	102	343.000	222	1.540
J	4.340	105	456.000	247	1.850
H	6.100	108	660.000	396	1.660
P–Q	6.100	108	660.000	493	1.340

Solicitación eje debido a presión de calaje.

Espesor del cubo actualmente en uso en la Empresa.

Eje K $\frac{1}{2}(24{,}0 - 13{,}3) = \frac{1}{2}\,10{,}7 = 5{,}3$ cm
Eje J $\frac{1}{2}(24{,}0 - 13{,}6) = \frac{1}{2}\,10{,}4 = 5{,}2$ cm
Eje H $\frac{1}{2}(28{,}1 - 15{,}9) = \frac{1}{2}\,12{,}2 = 6{,}1$ cm
Eje P–Q $\frac{1}{2}(28{,}1 - 17{,}1) = \frac{1}{2}\,11{,}0 = 5{,}5$ cm

Fatiga de apriete $p_0 = \frac{6.000}{0{,}25\,c} = \frac{6.000}{0{,}25 \times 0{,}18} = \frac{6.000}{4{,}5} = 1.330$ k/cm²

Fatiga en cubo $\sigma_0 = \frac{1.330 \times 13{,}3}{2 \times 5{,}3} = 1.650$ k/cm² para eje K

Fatiga en cubo $\sigma_0 = \frac{1.330 \times 13{,}6}{2 \times 5{,}2} = 1.740$ k/cm² para eje J

Para eje H $\sigma_0 = \frac{1.330 \times 15{,}9}{2 \times 6{,}1} = 1.740$ k/cm²

Para eje P–Q $\sigma_0 = \frac{1.330 \times 17{,}1}{2 \times 5{,}5} = 2.070$ k/cm²

Fatiga adicional en el eje por presión de calaje

$$0{,}6\ p_0 = 0{,}6 \times 1.330 = 800\ \text{k/cm}^2$$

Fatigas máximas en el eje

Tipo de eje	*Fatiga flexión*	*Fatiga calaje*	*Fatiga total*
K	1.540	800	2.340 k/cm²
J	1.850	800	2.650 k/cm²
H	1.660	800	2.460 k/cm²
P–Q	1.340	800	2.140 k/cm²

Cálculo de sobremedida

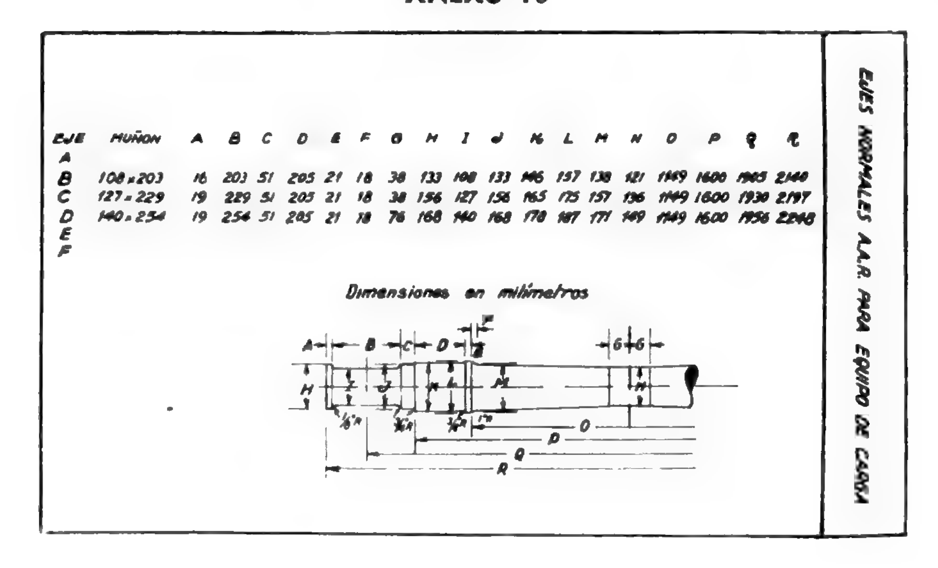
$$\text{Para eje K} = \frac{1.650(10{,}7 + 13{,}3)}{2.100.000} = 0{,}019\ \text{cm} = 0{,}19\ \text{mm}$$

$$\text{Para eje J} = \frac{1.740(10{,}4 + 13{,}6)}{2.100.000} = 0{,}020\ \text{cm} = 0{,}20\ \text{mm}$$

$$\text{Para eje P–Q} = \frac{2.070(11{,}0 + 17{,}1)}{2.100.000} = 0{,}028\ \text{cm} = 0{,}28\ \text{mm}$$

$$\text{Para eje H} = \frac{1.740(12{,}2 + 15{,}9)}{2.100.000} = 0{,}023\ \text{cm} = 0{,}23\ \text{mm}$$

ANEXO 10



EJES NORMALES A.A.R. PARA EQUIPO DE CARGA

EJE	MUÑON	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R
A																			
B	108×203	16	203	51	205	21	18	38	133	108	133	146	157	138	121	1149	1600	1905	2140
C	127×229	19	229	51	205	21	18	38	156	127	156	165	175	157	136	1149	1600	1930	2197
D	140×254	19	254	51	205	21	18	76	168	140	168	178	187	171	149	1149	1600	1956	2248
E																			
F																			

Dimensiones en milímetros

ANEXO 11

CALCULO DE LOS EJES 1-2, 3, 4 y 5 SEGUN LA FORMULA REULEAUX CORREGIDA

(Para el cálculo del coef. A × B' y A × B", ver anexo 7)

Sección interior del cubo de la rueda (Sección BB)

Tipo eje	P. rieles (kg)	P. ejes (kg)	$\frac{W}{2}$ (kg)
1-2	23.800 / 47.600	11.000	5.500
3	60.000	14.000	7.000
4	72.400	17.000	8.500
5	72.400	17.000	8.500

Tipo eje	$\frac{W}{2}$ (kg)	A×B' (cm)	Momento (kg/cm)	Diám. mín. (cm)	Mód. rest. (cm^3)	Fatiga (kg/cm^2)
1-2	5.500	67	368.500	14,3	289	1.280
3	7.000	70	490.000	15,9	396	1.238
4	8.500	72	612.000	17,2	501	1.220
5	8.500	72	612.000	17,2	501	1.220

Sección central entre (Sección CC)

Tipo eje	$\frac{W}{2}$ (kg)	A×B" (cm)	Momento (kg/cm)	Diám. mín. (cm)	Mód. rest. (cm^3)	Fatiga (kg/cm^2)
1-2	5.500	39,6	217.000	12,0	170	1.270
3	7.000	41,2	288.400	13,6	247	1.170
4	8.500	43	365.500	15,0	332	1.100
5	8.500	43	365.500	15,0	332	1.100

Muñón (Sección A)

Tipo eje	$\frac{W}{2}$ (kg)	$\frac{L}{2}$ (cm)	Momento (kg/cm)	Diám. mín. (cm)	Mód. rest. (cm^3)	Fatiga (kg/cm^2)
1-2	5.500	10,2	56.100	9,5	84	670
3	7.000	11,4	80.000	10,1	102	785
4	8.500	12,8	109.000	11,7	158	690
5	8.500	12,8	109.000	12,7	201	540

Verificación de los cubos de las ruedas debido a la presión de calaje

Cálculo según Hütte, II, pág. 187 (ver anexo 16)
Presión de calaje 600 kg por mm de diámetro.
Coeficiente fricción $\varphi = 0,15$.

Fatiga de apriete (presión en el asiento): $\frac{6.000 \times \phi}{\varphi \pi L \phi} = \frac{6.000}{\varphi \pi L}$

siendo L largo del cubo = 18 cm
ϕ diámetro eje

Luego $p = \frac{6.000}{0,15 \times \pi \times 18} = \frac{6.000}{8,50} = 710$ kg/cm²

diámetro máximo eje 1-2 152 mm.

Calculamos espesor mínimo de la pared del cubo aceptando como fatiga máxima en ésta de 2.400 kg/cm²

$$\zeta = \frac{2.400}{710} = 3.38 \; ; \; n = 1,36$$

diámetro exterior del cubo 1,36 × 15,2 = 20,7 cm.

Apriete $= 4,4 \times \frac{710}{2.100.000} = 0,00148 = 1,5$ ‰ (también dif. relativa de diámetro).

Sobremedida 15,2 × 0,00148 = 0,0225 cm.
Diámetro máximo eje 3 168 mm.
Diámetro exterior cubo 1,36 × 16,8 = 22,8 cm.
Sobremedida 16,8 × 0,00148 = 0,0248 cm.
Diámetro máximo del eje 4 = 181 mm.
Diámetro exterior del cubo 1,36 × 18,1 = 24,6 cm.
Sobremedida 18,1 × 0,00148 = 0,0268 cm.

ANEXO 12

CALCULO DE LOS EJES TIPO 1-2, 3, 4 y 5. SEGUN FORMULA DE MEYER

(*Para cálculo de los coeficientes* $\left[\left(2 + \frac{h}{L}\right) 1 + r\right]$ *ver Anexo 9*)

Sección lado interior cubo rueda (Sección BB)

Tipo eje	*0,7 Q (kg)*	$\left[\left(2 + \frac{h}{L}\right) 1 + r\right]$ *(cm)*	*Momento (kg/cm)*	*Módulo (cm³)*	*Fatiga (kg/cm²2)*
1–2	3.850	102	393.000	289	1.360
3	4.900	105	515.000	396	1.300
4	5.950	108	645.000	501	1.290
5	5.950	108	645.000	501	1.290

Solicitación del eje debido a presión calaje.
Fatiga de apriete $p_0 = 1.330$ kg/cm².
Espesor del cubo de la rueda por fatiga admisible 2.400 kg/cm²

$$b_0 = \frac{p_0 \phi}{2 \times 2.400} = \frac{1.300 \times \phi}{2 \times 2.400} = 0,277 \; \phi \text{ máx.}$$

Eje 1–2	**ϕ máx. = 15,2 cm**	**$b_0 = 0{,}277 \times 15{,}2 = 4{,}2$ cm**
Eje 3	**ϕ máx. = 16,8 cm**	**$b_0 = 0{,}277 \times 16{,}8 = 4{,}6$ cm**
Eje 4 y 5	**ϕ máx. = 18,1 cm**	**$b_0 = 0{,}277 \times 18{,}1 = 5{,}0$ cm**

Fatiga adicional por calaje 0,6 p_0 = 800 kg/cm².

Fatigas máximas:

Tipo eje	*Fatiga flexión (kg/cm²)*	*Fatiga por calaje (kg/cm²)*	*Fatiga total (kg/cm²)*
1–2	1.360	800	2.160
3	1.300	800	2.100
4	1.290	800	2.090
5	1.290	800	2.090

Sobremedida del eje:

Eje 1–2 $$X = \frac{2.400(8{,}4 + 15{,}2)}{2.100.000} = \frac{2.400 \times 23{,}6}{2.100.000} = 0{,}0269 \text{ cm} = 1{,}77\ \text{‰}$$

Eje 3 $$X = \frac{2.400(9{,}2 + 16{,}8)}{2.100.000} = \frac{2.400 \times 26{,}0}{2.100.000} = 0{,}0297 \text{ cm} = 1{,}77\ \text{‰}$$

Eje 4 $$X = \frac{2.400(10 + 18{,}1)}{2.100.000} = \frac{2.400 \times 28{,}1}{2.100.000} = 0{,}032 \text{ cm} = 1{,}77\ \text{‰}$$

Eje 5 $$X = \frac{2.400(10 + 18{,}1)}{2.100.000} = \frac{2.400 \times 28{,}1}{2.100.000} = 0{,}032 \text{ cm} = 1{,}77\ \text{‰}$$

ANEXO 13

COMPARACION DE CARGAS UNITARIAS EN MUÑONES ENTRE EJES A.A.R. Y EJES 1-2, 3, 4 y 5, DE LA EMPRESA DE LOS FF. CC. DEL ESTADO DE CHILE, PARA LA COMPROBACION DE LA LUBRICACION

Ejes A.A.R.

Tipo eje	*Carga por muñón*	*Dimensión muñón*	*Sec. long. del muñón*	*Carga unitaria*
A	7.500 lbs.	3.3/4" × 7"		
	3.400 kg.	9,5 × 17, 8 cm	170 cm²	20 kg/cm²
B	12.000 lbs.	4.1/4" × 8"		
	5.450 kg.	10,8 × 20,3 cm	220 cm²	24,8 kg/cm²
C	16.000 lbs.	5" × 9"		
	7.250 kg.	12,7 × 22,8 cm	292 cm²	24,8 kg/cm²
D	20.000 lbs.	5,5" × 10"		
	9.100 kg.	14,0 × 25,4 cm	355 cm²	25,6 kg/cm²
E	25.000 lbs.	6" × 11"		
	11.350 kg.	15,2 × 27,9 cm	425 cm²	26,7 kg/cm²
F	30.000 lbs.	6.1/2" × 12"		
	13.650 kg.	16,5 × 30,5 cm	505 cm²	27,0 kg/cm²

Ejes Empresa FF. CC. del E. de Chile

Tipo eje	*Carga por muñón*	*Dimensión muñón*	*Sec. long. del muñón*	*Carga unitaria*
1–2	5.500 kg.	10,8 × 20,3	220 cm^2	25,0 kg/cm^2
3	7.000 kg.	11,4 × 22,9	262 cm^2	26,7 kg/cm^2
4	8.500 kg.	13,0 × 25,6	333 cm^2	25,7 kg/cm^2
5	8.500 kg.	14,0 × 25,4	355 cm^2	24,0 kg/cm^2

En esta comprobación se ha considerado las dimensiones de los ejes nuevos y las cargas asignadas para los ejes 1–2, 3, 4 y 5.

ANEXO 14

NORMAS SOBRE RUEDAS Y EJES PARA COCHES Y CARROS (CARTILLA N.° 12)

0 Generalidades

1 Tipos y usos
- 11 Ruedas
- 12 Llantas y su fijación
- 13 Ejes
- 14 Pares de ruedas

2 Fabricación, especificaciones e inspección
- 21 Ruedas nuevas
- 22 Llantas y fijaciones nuevas
- 23 Ejes nuevos

3 Preparación de pares de ruedas
- 31 Agujerear ruedas y centros
- 32 Torneado de llantas
- 33 Torneado y bruñido de ejes
- 34 Selección de ruedas, ejes y llantas
- 35 Prensadura de ejes
- 36 Colocación de llantas
- 37 Inspección

4 Revisión en el servicio y defectos
- 41 Ruedas
- 42 Llantas
- 43 Ejes
- 44 Paradas de ruedas

5 Calibres y su aplicación
- 51 Ruedas
- 52 Llantas
- 53 Ejes
- 54 Paradas de ruedas

6 Rotulación, Pintura y Embalaje

7 Registro y Control

ANTIGUA FORMA DE EJES

ANEXO 15

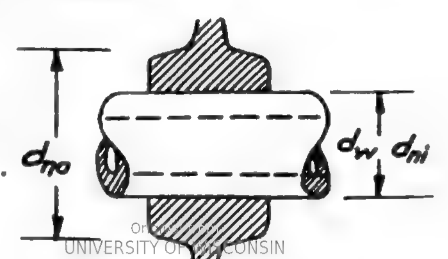
CARROS DE 30 TON. DEL PLANO 235

ANEXO 16

FORMULA PARA EL CALCULO DE LAS FATIGAS EN EL CUBO Y EL EJE DEBIDOS AL CALAJE A PRESION

Llamaremos:

d_w diámetro del eje.
d_{no} diámetro exterior del cubo.
d_{ni} diámetro del agujero (diámetro interior del cubo).



$\varepsilon = \dfrac{d_w - d_{ni}}{d_w}$ diferencia relativa de diámetros (alargamiento diametral del ojo del cubo).

p presión superficial de apriete (ver p_0 Anexo 8).

$n = \dfrac{d_{na}}{d_{ni}}$ relación de diámetros exterior e interior del cubo.

$n' = \dfrac{d_{wa}}{d_{wi}}$ relación de diámetro del eje cuando es hueco.

σ_t esfuerzo tangencial en la superficie de asiento del cubo.

σ'_t esfuerzo tangencial en la superficie de asiento del eje cuando éste es hueco.

$\zeta = \dfrac{\sigma_t}{p}$ para el cubo.

$\zeta' = \dfrac{\sigma'_t}{p}$ para el eje hueco.

E_w módulo elasticidad del eje.

E_n módulo elasticidad del cubo.

Entre las cantidades arriba escritas existen las siguientes relaciones:

$$\varepsilon = \frac{\sigma_t}{E_n} + \frac{p}{E_w} = \frac{\zeta p}{E_n} + \frac{p}{E_w}$$

para ejes huecos es:

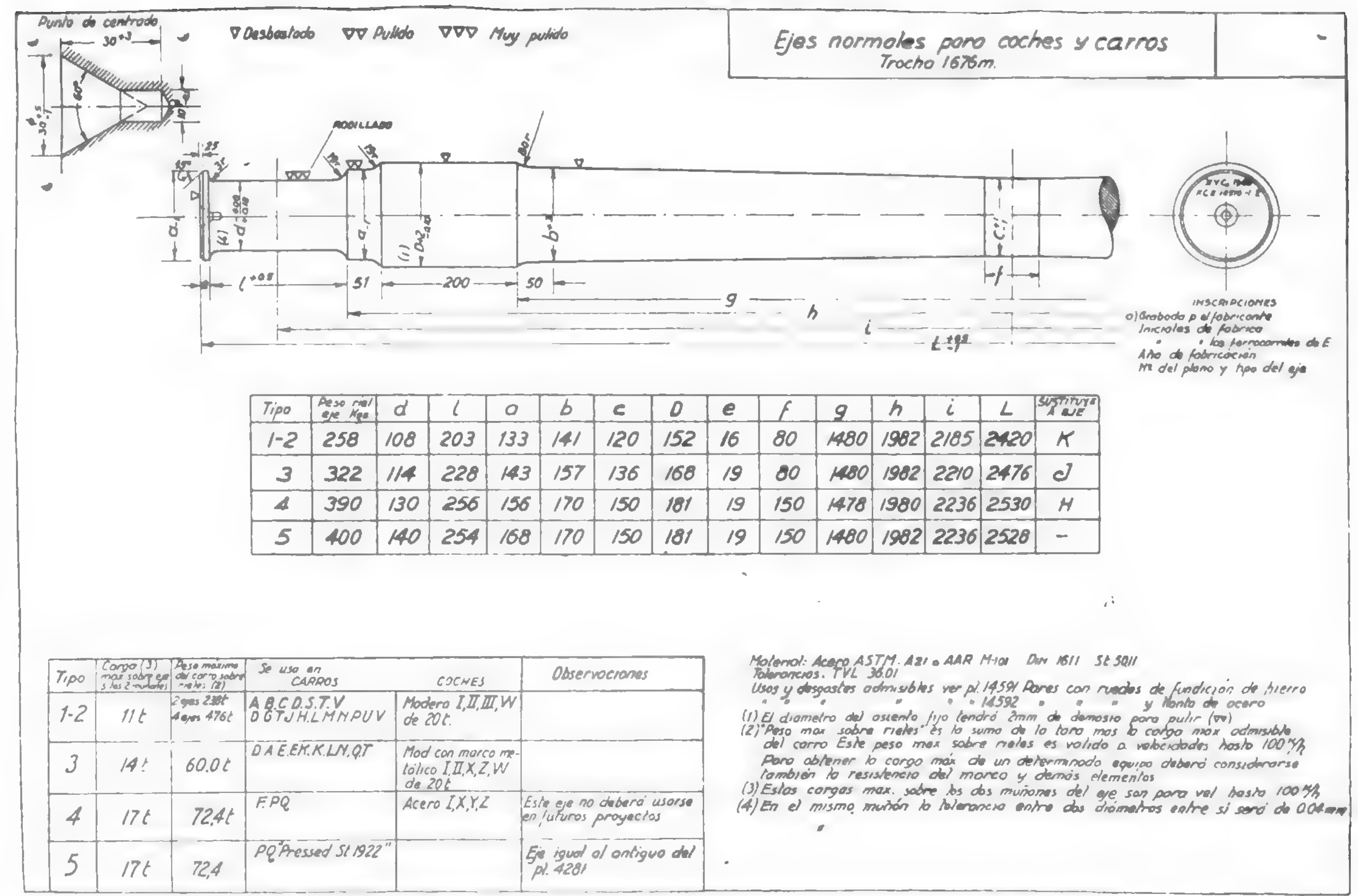
$$\varepsilon = \frac{\zeta p}{E_n} + \frac{\zeta' p}{E_w} \quad ; \quad \text{si} \quad E_n = E_w \quad \text{tendremos}$$

$\varepsilon = (\zeta + 1)\dfrac{p}{E}$ para eje macizo y $\varepsilon = (\zeta + \zeta')\dfrac{p}{E}$ para eje hueco.

Además se verifica:

$$\zeta = \frac{n^2 + 1}{n^2 - 1} \quad \text{y} \quad \zeta' = \frac{n'^2 + 1}{n'^2 - 1}$$

PLANO ANEXO 14510



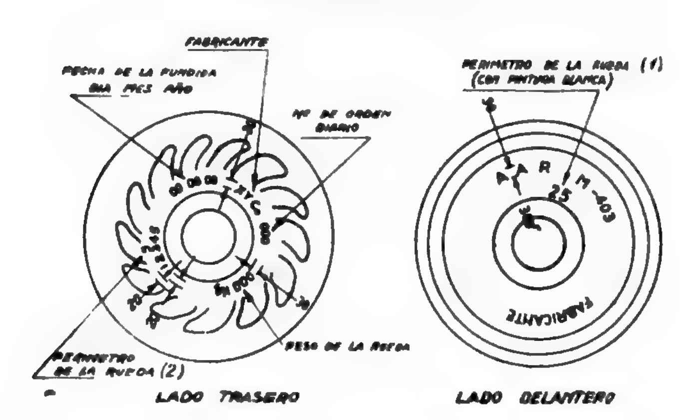
Tipo	Peso real eje Kgs	d	l	a	b	c	D	e	f	g	h	i	L	Sustituye A eje
1-2	258	108	203	133	141	120	152	16	80	1480	1982	2185	2420	K
3	322	114	228	143	157	136	168	19	80	1480	1982	2210	2476	J
4	390	130	256	156	170	150	181	19	150	1478	1980	2236	2530	H
5	400	140	254	168	170	150	181	19	150	1480	1982	2236	2528	–

Tipo	Carga (3) max sobre eje s las 2 muñones	Peso maximo del carro sobre rieles (2)	Se usa en CARROS	COCHES	Observaciones
1-2	11 t	2 ejes 23.8t 4 ejes 47.6t	A B.C D.S.T.V D G T J H.L M N P U V	Madera I, II, III, W de 20 t.	
3	14 t	60.0 t	D A E.EK.K.LN.QT	Mod con marco metálico I, II, X, Z, W de 20 t	
4	17 t	72,4 t	F.PQ	Acero I, X, Y, Z	Este eje no deberá usarse en futuros proyectos
5	17 t	72,4	PQ "Pressed St 1922"		Eje igual al antiguo del pl. 4281

Material: Acero ASTM. A21 o AAR M-101 Din 1611 St 5011
Tolerancias. TVL 36.01
Usos y desgastes admisibles ver pl. 14591 Pares con ruedas de fundición de hierro
" " " " " 14592 " " " y llanta de acero
(1) El diametro del asiento fijo tendrá 2mm de demasia para pulir (▽▽)
(2) "Peso max sobre rieles" es la suma de la tara mas la carga max admisible del carro. Este peso max sobre rieles es valido a velocidades hasta 100 K/h
Para obtener la carga máx de un determinado equipo deberá considerarse también la resistencia del marco y demás elementos
(3) Estas cargas max. sobre los dos muñones del eje son para vel hasta 100 K/h
(4) En el mismo muñón la tolerancia entre dos diámetros entre si será de 0.04 mm

PLANO ANEXO 14512

ROTULACION DE RUEDAS DE FUNDICION HIERRO BLANCA



Todas las marcas deben salir fundidas en relieve en las ruedas menos la indicada en (1).

Los «perímetros» de las ruedas se indican en:

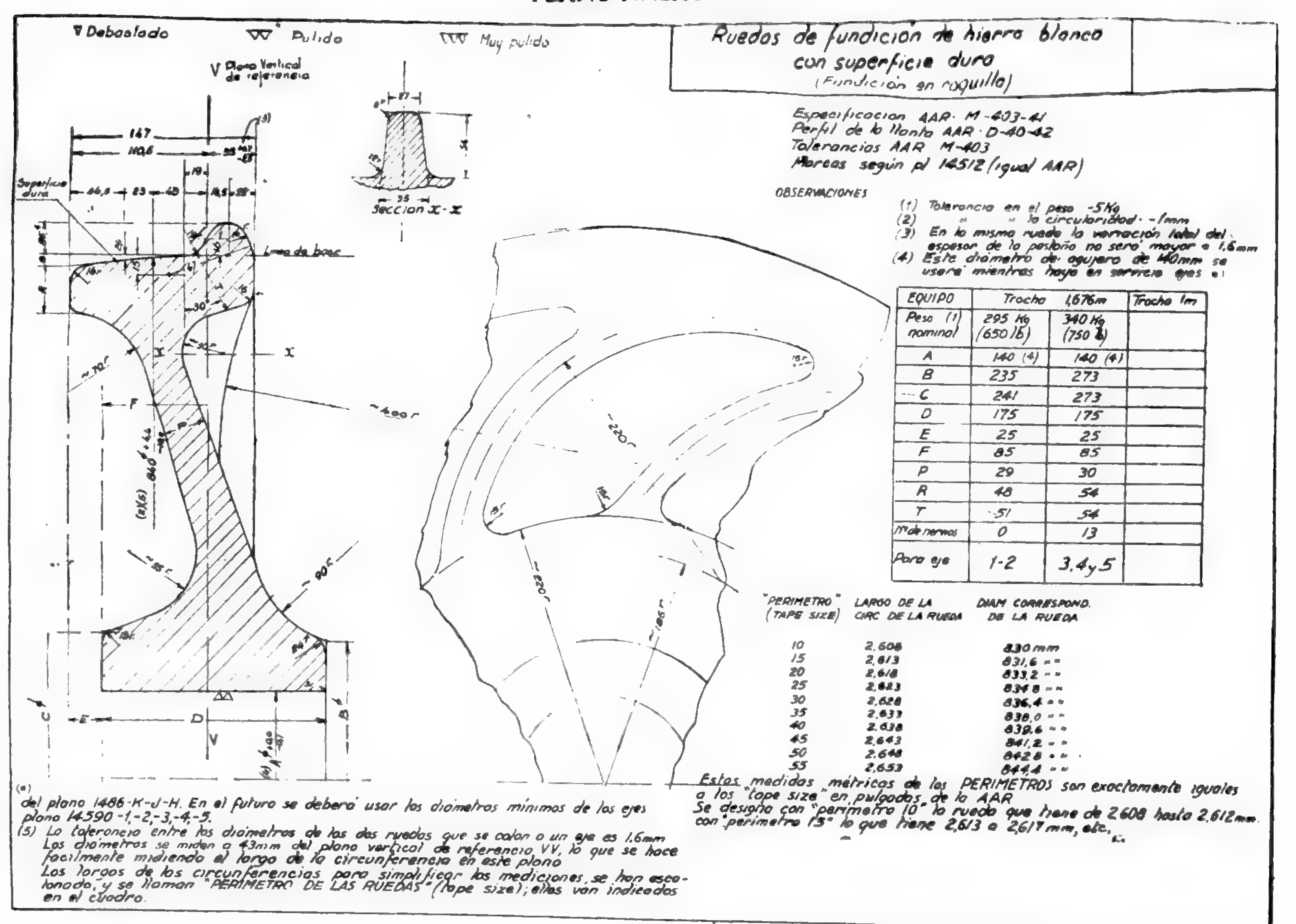
(1) En el lado delantero con pintura, y

(2) En el lado trasero con las cifras fundidas en relieve. Esto se hace borrando con cincel las cifras que indican el «perímetro».

Así, «perímetro 25» se indica borrando el 2 de la hilera de los cinco números y el 5 superior: 1 3 4 5; «perímetro 30», se borra el 3 únicamente: 1 2 4 5.

Ver los «perímetros» en Pl. ruedas 14513.

PLANO ANEXO 14513



Ruedas de fundición de hierro blanco con superficie dura
(Fundición en coquilla)

Especificacion AAR: M-403-41
Perfil de la llanta AAR: D-40-42
Tolerancias AAR M-403
Marcas según pl 14512 (igual AAR)

OBSERVACIONES

(1) Tolerancia en el peso -5Kg
(2) " " la circularidad: -1mm
(3) En la misma rueda la variación total del espesor de la pestaña no será mayor a 1,6mm
(4) Este diámetro de agujero de 140mm se usará mientras haya en servicio ejes •)

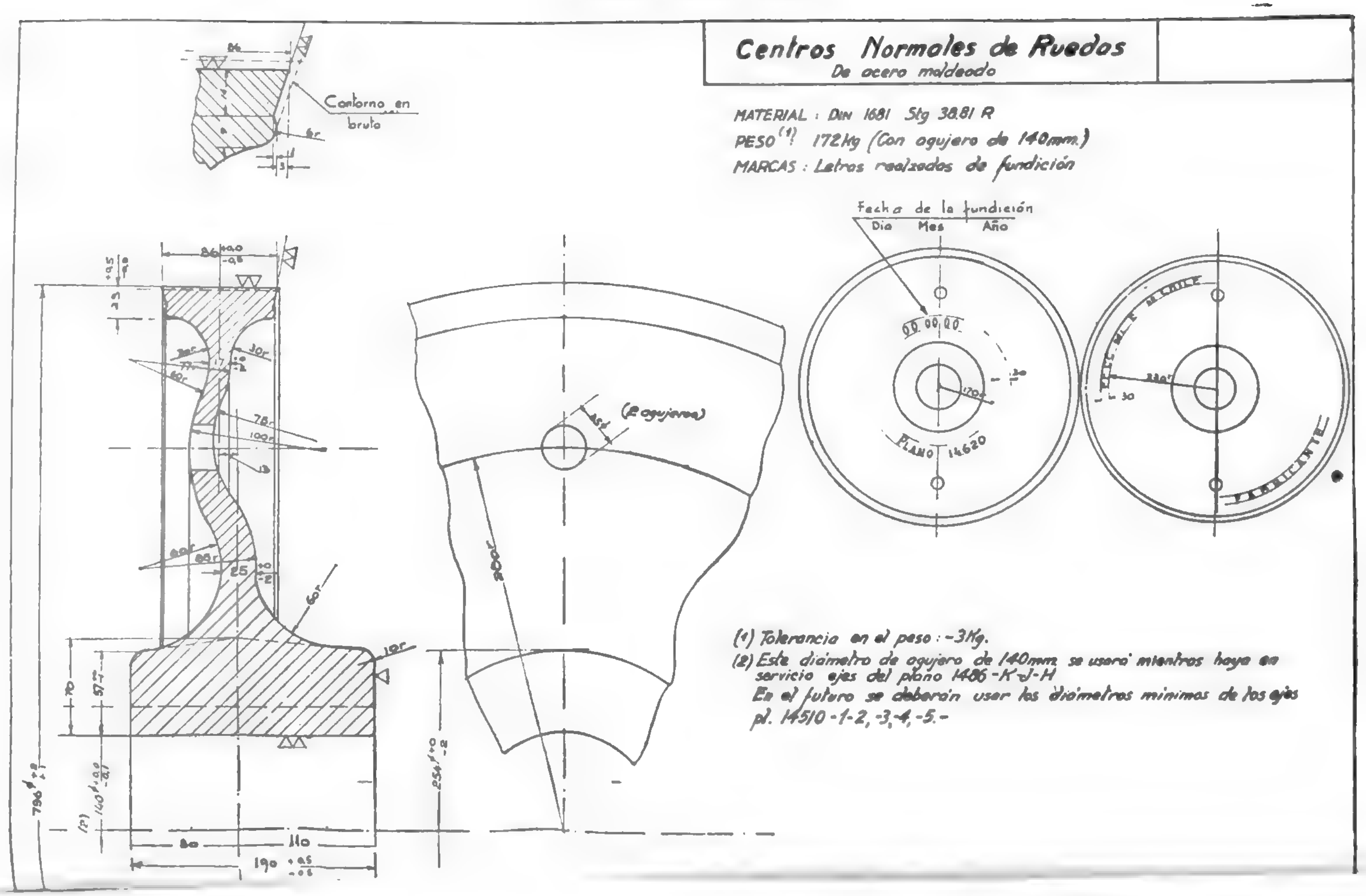
EQUIPO	Trocha 1,676m		Trocha 1m
Peso (1) nominal	295 Kg (650 lb)	340 Kg (750 lb)	
A	140 (4)	140 (4)	
B	235	273	
C	241	273	
D	175	175	
E	25	25	
F	85	85	
P	29	30	
R	48	54	
T	51	54	
Nº de nervios	0	13	
Para eje	1-2	3,4 y 5	

"PERIMETRO" (TAPE SIZE)	LARGO DE LA CIRC DE LA RUEDA	DIAM CORRESPOND. DE LA RUEDA
10	2,608	830 mm
15	2,613	831,6 " "
20	2,618	833,2 " "
25	2,623	834,8 " "
30	2,628	836,4 " "
35	2,633	838,0 " "
40	2,638	839,6 " "
45	2,643	841,2 " "
50	2,648	842,8 " "
55	2,653	844,4 " "

Estas medidas métricas de los PERIMETROS son exactamente iguales a los "tape size" en pulgadas de la AAR
Se designa con "perímetro 10" la rueda que tiene de 2.608 hasta 2.612mm con "perímetro 15" la que tiene 2,613 a 2,617 mm, etc.

(•) del plano 1486-K-J-H. En el futuro se deberá usar los diámetros mínimos de los ejes plano 14590-1,-2,-3,-4,-5.
(5) La tolerancia entre los diámetros de las dos ruedas que se calan a un eje es 1,6mm
Los diámetros se miden a 43mm del plano vertical de referencia VV, lo que se hace fácilmente midiendo el largo de la circunferencia en este plano
Los largos de las circunferencias para simplificar las mediciones, se han escalonado, y se llaman "PERIMETRO DE LAS RUEDAS" (tape size); ellos van indicados en el cuadro.

PLANO ANEXO 14620



PLANO ANEXO 14511

Rotulación de ejes de coches y carros

Fabricante
Año de fabricación
Tipo del eje
Iniciales de Mtzas
Nº del plano
F.F.C.C. del E.
Fecha de entrada en servicio
Segundo calaje
Nº de registro

XYC° 1945
FCE 14510 -1-2
6.45 SB 340
2.47 C 75

INSCRIPCIONES

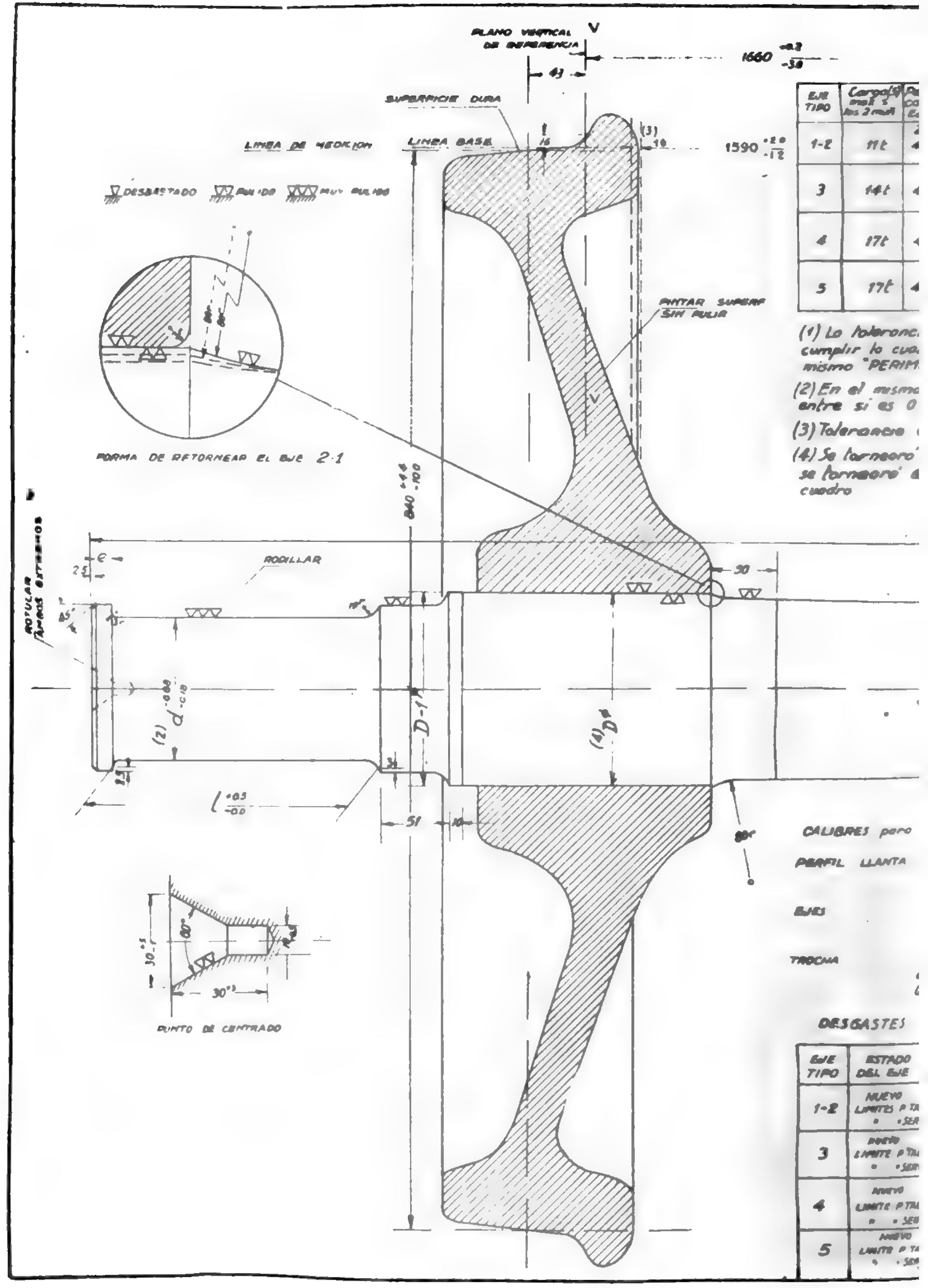
a) Grabados por el Fabricante:
Iniciales de fábrica
" " los Ferrocarriles del E.
Nº del plano y tipo del eje.
Año de fabricación

b) Grabados por las maestranzas de la Empresa
Fecha de entrada en servicio.
Nº correlativo mensual del registro de mtzas
Las mtzas harán toda la inscripción b), cada vez que se calen ruedas al eje

Las iniciales p. las mtzas serán.

San Bernardo	SB
Baron	B
Concepción	C
Ovalle	O

PLANO A



PLANO VERTICAL DE REFERENCIA
V
1660
43
SUPERFICIE DURA
LINEA DE MEDICION
LINEA BASE
1590
DESBASTADO
PULIDO
MUY PULIDO
PINTAR SUPERF. SIN PULIR
FORMA DE RETORNEAR EL EJE 2:1
ROTULAR AMBOS EXTREMOS
RODILLAR
30
51
10
PUNTO DE CENTRADO
EJE TIPO
1-2
11t
3
14t
4
17t
5
17t
(1) La toleranc.
cumplir lo cua.
mismo "PERIM.
(2) En el mismo
entre si es 0
(3) Tolerancia
(4) Se torneará
se torneará
cuadro
CALIBRES para
PERFIL LLANTA
EJES
TROCHA
DESGASTES
EJE TIPO
ESTADO DEL EJE
NUEVO

KO 1459?1

CARGAS MAX Y USOS DE EJES

...(kg) del ...reles	Se uso en carros	Observac. PESO
238t / 476t	A, B, C, O, S, T, V / D, G, T, J, H, L, M, N, P, U, V	258 Kg
60t	DA, E, EK, LN, K, Q, T	322 Kg
724t	F, P, Q	390 Kg Este eje no deberá usarse en futuros proyectos
724t	PQ Pressed steel "1922"	400 Kg

...tre los dos ruedas del par son 1,6 mm para ...tomaron ruedas que tengan marcado el ...° Ver plano ruedas

...ción la tolerancia entre dos diámetros d ...m

... perpendicularidad de la rueda al rotor es 1,6 mm

...mero el eje. En seguida según el diámetro de este ...jero. Para ambos se tomarán las tolerancias del

SELECCION Y PRENSADURA DE EJES Y RUEDAS

EJE TIPO	RUEDA TIPO	PESO DEL PAR	SELECCION (4) EJE	CON RUEDA	DIAMETRO D	TOLERANCIAS (4) PARA D EJE	AGUJERO	PRESION DE CALAJE
1-2	Kg 295	Kg 748	NUEVO / " / USADO	USADA / NUEVA / "	152 / 150 / 150 ó 143	+0.05 / -0.00	+0.27 / +0.22	(t de 1000 Kg) 35 a 60
3	340	1002	NUEVO / " / USADO	USADA / NUEVA / "	168 / 166 / 166 ó 159	+0.05 / -0.00	+0.29 / +0.24	40 a 65
4	340	1070	NUEVO / " / USADO	USADA / NUEVA / "	181 / 179 / 179 ó 172	+0.05 / -0.00	+0.30 / +0.25	45 a 70
5	340	1080	NUEVO / " / USADO	USADA / NUEVA / "	181 / 179 / 179 a 172	+0.05 / -0.00	+0.30 / +0.25	45 a 70

(5) Estas cargas max sobre los dos muñones del eje son para velocidades hasta 100 Km/h

(6) "Peso max sobre rieles" es la suma de la tara mas la carga max admisible del carro (Hasta 100 Km/h)
Para obtener la carga max sobre rieles para un determinado equipo, deberá considerarse también la resistencia del marco y demas elementos

L/2

M

M

...gaste de pestañas H-673

... " " superf rodad. H-674

...gaste de muñones H-688

...r plano medio (MM)

...r ruedas centradas

...trocha H-672

...robar centradura rued

...MISIBLES DE EJES

d	l	e	D	L/2
108 / 98 / 95	203 / 217 / 221	16 / 7 / 5	152 / 143 / 143	1210
114 / 104 / 101	229 / 243 / 247	19 / 7 / 5	168 / 159 / 159	1238
130 / 120 / 117	256 / 270 / 274	19 / 7 / 5	181 / 172 / 172	1265
140 / 130 / 127	254 / 268 / 272	19 / 7 / 5	181 / 172 / 172	1264

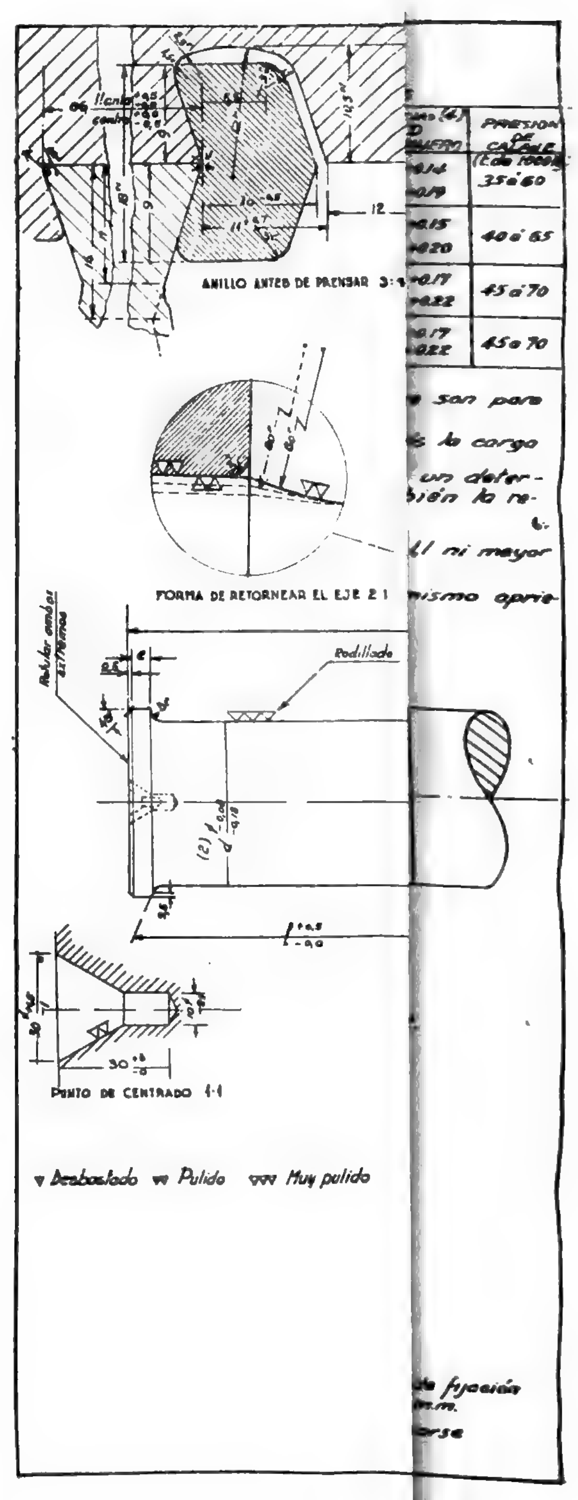
PLANOS DE REFERENCIA

EJES NORMALES	14510
ROTULACION DE EJES	14511
RUEDAS DE FUNDICION	14513
ROTULACION DE RUEDAS DE FUND	14512

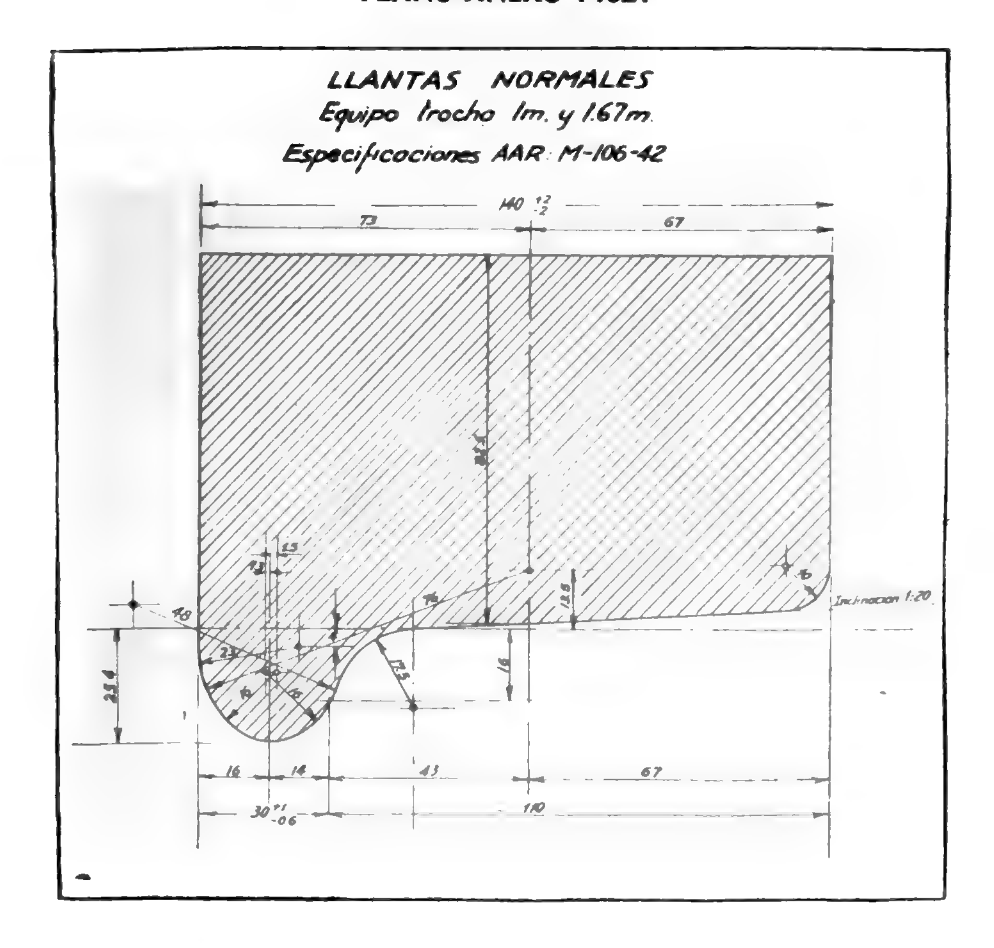
HERRAMIENTAS

AGUJEREAR RUEDAS
PULIR EJES
AVELLANADOR P PUNTOS DE CENT
RODILLOS P BRUÑIR EJES

INSTRUCCIONES CARTILLA 12 "EJES Y RUEDAS" PARA CARROS Y COCHES
ESPECIFICACIONES AAR, WHEEL AND AXLE MANUAL, TYL FERROCARRILES ALEMANES (DR)


ANILLO ANTES DE PRENSAR 3:1
PRESION DE CALADO
35 a 60
40 a 65
45 a 70
45 a 70
son para
la carga
un deter-
bién la re-
ni mayor
mismo apre-
FORMA DE RETORNEAR EL EJE 2:1
Redilado
Rotular ambas extremos
PUNTO DE CENTRADO 1:1
▿ Desbastado ▿▿ Pulido ▿▿▿ Muy pulido
de fijación
m.m.
arse

PLANO ANEXO 14621





PLANO ANEXO H - 688

Calibre para desgastes laterales de muñones y espesores del collar de ejes para coches y carros

Grabar indicaciones y letras dibujadas
Grabar "SERVICIO" en calibres hechos según cuadro II

niquelado — Malo — II nuevo — TA — Eje — LLER — Eje — 1-2 — B — A — C — D — Bueno D — Malo — apoyando — 30 — 10 — 15 — 25 — 31 — 6 — 2 — m — l^{+a1}_{-a1} — $l_1{}^{+a1}_{-a1}$ — l_2

Material: Acero para resortes

CUADRO I

CALIBRE PARA DESGASTES ADMISIBLES EN TALLER

EJE TIPO	MUÑONES d x l	e	m	l	l_1	l_2
1-2	108 x 203	7	14	203	217	269
3	114 x 229	7	14	229	243	295
4	130 x 256	7	14	256	270	322
5	140 x 254	7	14	254	268	320

CUADRO II

CALIBRE PARA DESGASTES ADMISIBLES EN SERVICIO

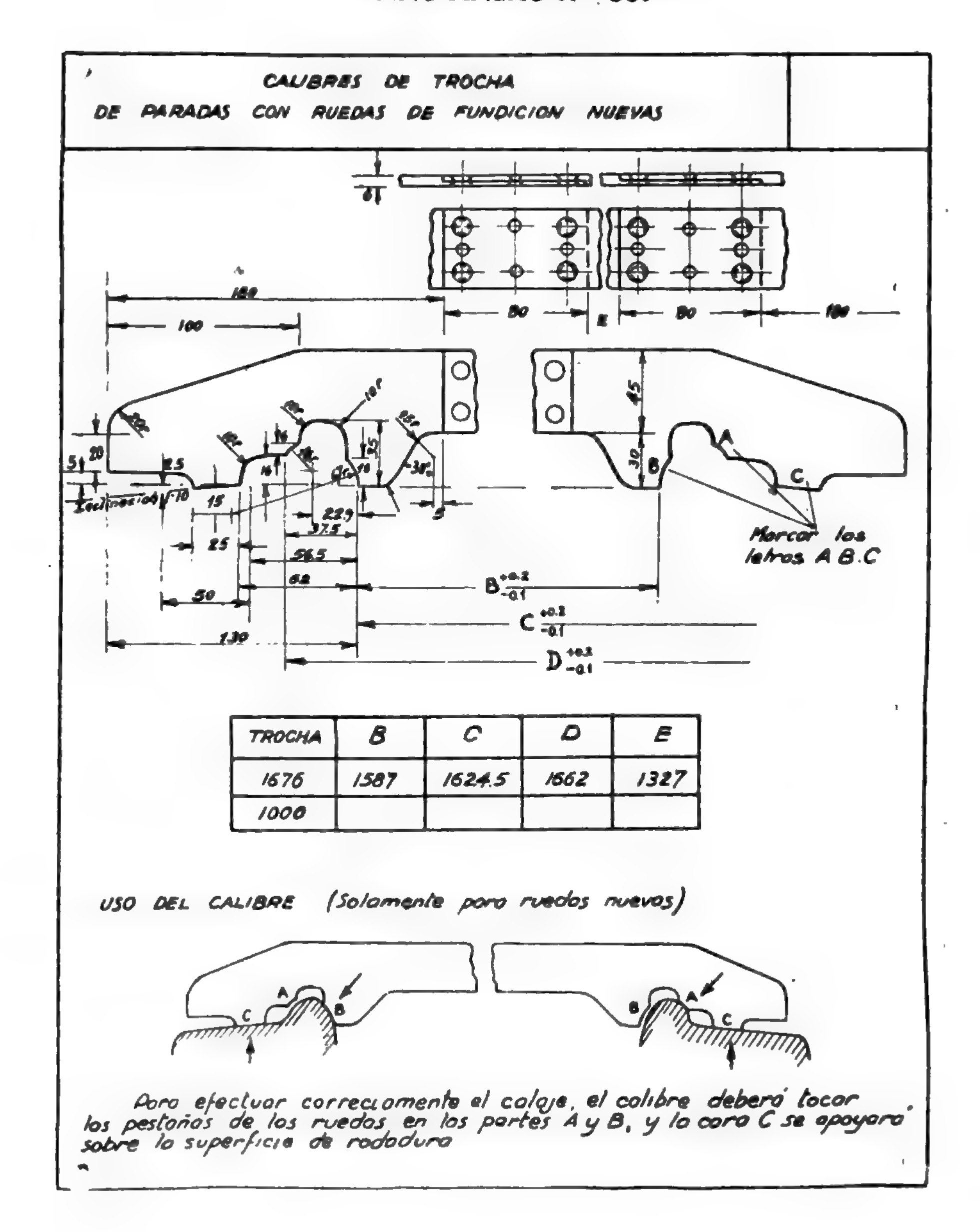
EJE TIPO	MUÑONES d x l	e	m	l	l_1	l_2
1-2	108 x 203	5	18	203	221	271
3	114 x 229	5	18	229	247	297
4	130 x 255	5	18	256	274	324
5	140 x 254	5	18	254	272	322

Las dimensiones entre las caras del calibre corresponden a lo siguiente

Entre A y B al collar desgastado.
" B y C " muñón nuevo.
" B y D " " desgastado.

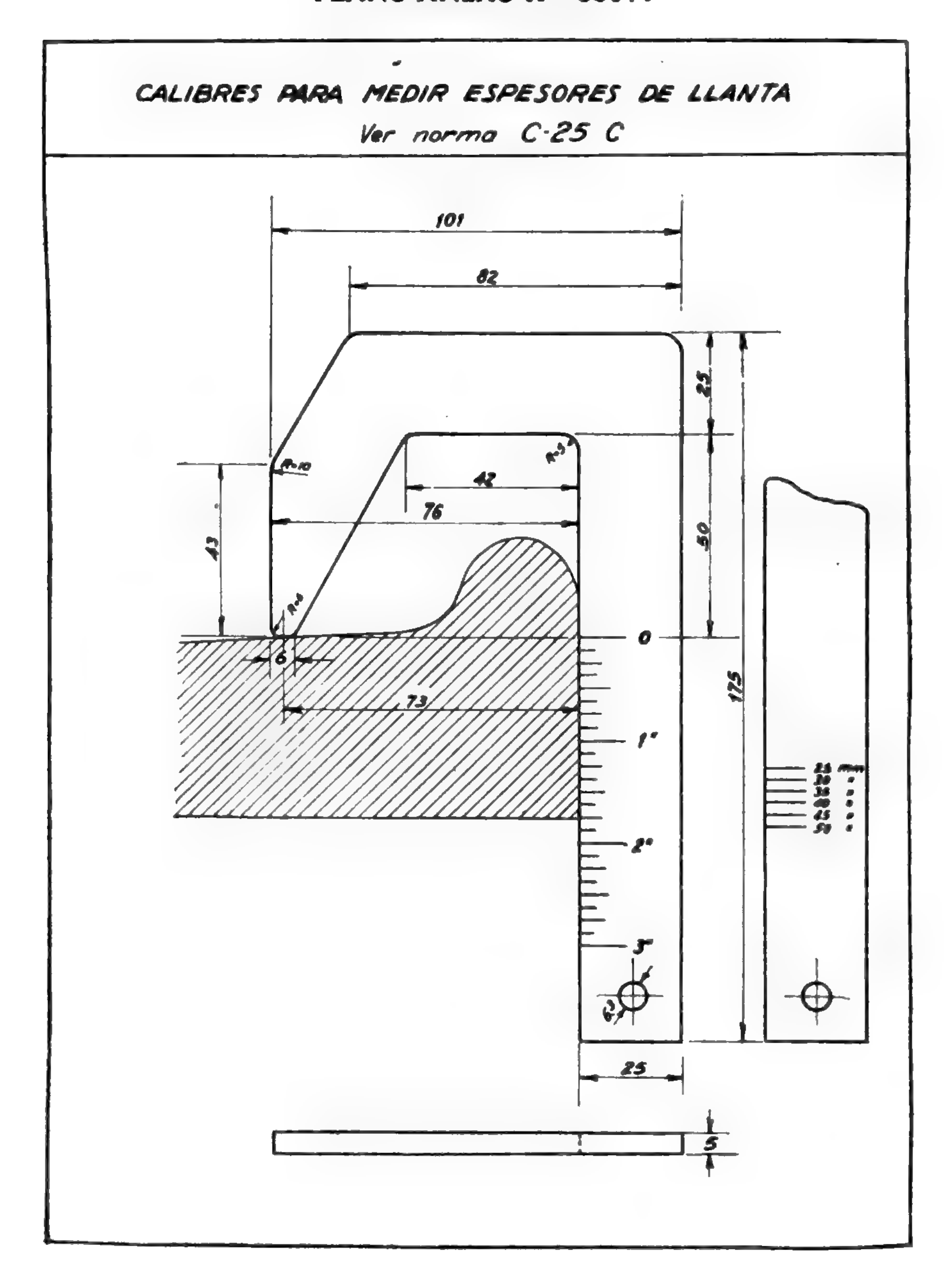
USOS: Habrán llegado a su límite de desgaste: el muñón, si la cara B del calibre se apoya lateralmente en el collar, y la cara Malo se apoya sobre el eje, por haber pasado la cara D el collar si pasa entre las caras A y B.

PLANO ANEXO H - 669



TROCHA	B	C	D	E
1676	1587	1624.5	1662	1327
1000				

PLANO ANEXO H - 680.1



INFORME DEL RELATOR

Este tema desarrolla el proceso completo practicado por los ferrocarriles del Estado de Chile a los efectos de la normalización de ejes, cajas de grasa, cuñas, bronces y tapas de cajas de grasa en el equipo rodante de trocha de 1,676 mts.

Practicada la normalización hace una estadística como revisión de dichos elementos, que al parecer no estaban en condiciones de seguridad.

Los datos estadísticos y las pruebas, consistieron en un examen detallado de las características y forma que se producen las roturas, además un examen de los ejes con un equipo «Magnaflux» o sea un examen con flujo magnético, del cual pudo localizar un porcentaje de fallas.

El autor analiza cuidadosamente las cargas sobre los ejes, tipos de vehículos, lugar de la rotura o falla sobre los ejes, edad y tipo de los mismos, luego con los antecedentes mencionados procede al cálculo de resistencia, para lo cual escoge la fórmula de Reuleaux corregida, usada por la A.A.R. y comprobada por experiencias hechas por esa entidad; de los cálculos hechos el autor comprueba que los ejes son débiles, rectifica los cálculos con la fórmula de Meyer obteniendo el mismo resultado.

Como solución al problema planteado, resuelve calcular las dimensiones para los nuevos ejes que tendrán que reemplazar a los existentes, establecidas las dimensiones los compara con ejes normales A.A.R., resultando ser muy parecidos, por consiguiente estimó conveniente tomar las dimensiones y formas de los ejes A.A.R. a los efectos de uniformar con la fabricación de ejes procedentes de Estados Unidos.

En lo que refiere a la forma y dimensiones de los nuevos ejes normales del FF. CC. Estado —Dibujo 14510— encuentro que difieren en forma y dimensiones con los normales de la A.A.R., anexo 10. Quizás el autor de este artículo haya querido referir únicamente al A.A.R. como base comparativa a los efectos del trabajo del mismo.

El autor ilustra detalladamente el proceso de todos los cálculos hechos, a los efectos de verificar la fatiga de los ejes actuales y los cálculos para los nuevos ejes proyectados, además como resultado de este estudio analítico, establece en forma específica todas las normas a seguir en los talleres.

En resumen, el trabajo presentado por los ingenieros A. Montesinos Montalba y E. Soler Valencia trata detalladamente el proceso seguido frente a un problema de roturas de ejes, que considerando la seguridad de los ejes, es un problema fundamental, la publicación de este trabajo en el libro del V Congreso Panamericano de Ferrocarriles debe ser de interés.

RESOLUCION DEL CONGRESO

Acordar su publicación por encarar y estudiar con detalles los problemas de fatiga y diseño de ejes, estableciendo normas a seguir en los talleres.

TEMA 13

TALLERES DE FABRICACION Y REPARACION. — DOTACION Y FUNCIONAMIENTO

AUTOR: *FERROCARRILES SUD Y OESTE DE BUENOS AIRES.*
SIN INFORME DE RELATOR.

100.

Los Ferrocarriles del Sud y del Oeste de Buenos Aires, con administración común entre los dos, tienen una extensión de 11.382 kilómetros, y cuentan con el siguiente tren rodante:

Locomotoras a vapor	1.122
Unidades Diesel eléctrico	23
Coches motores Diesel	104
Coches y furgones de pasajeros	1.919
Vagones	23.073

Para la reparación periódica de estas unidades y la fabricación de piezas de repuestos para las mismas, existen los siguientes Talleres principales:

Remedios de Escalada, F.C. Sud, situado a 11 kms. de Plaza Constitución. Abierto en el año 1901.

Bahía Blanca, F.C. Sud, situado en la ciudad del mismo nombre, a 680 kms. de Buenos Aires. Abierto en el año 1892.

Liniers, F.C. Oeste, situado a 12 kms. de la Estación Once, Buenos Aires. Abierto en el año 1904.

Talleres R. de Escalada, se hace cargo de la mayor parte de las reparaciones de locomotoras, todas las reparaciones de coches y parte de las reparaciones de vagones para el F.C. Sud, y también las reparaciones de coches-motores Diesel para ambos Ferrocarriles.

Talleres Bahía Blanca, por su ubicación geográfica, atiende mayormente las reparaciones de vagones para el F.C. Sud, pero, además, efectúa cierta cantidad de reparaciones de locomotoras.

Talleres Liniers, se hace cargo de todas las reparaciones del tren rodante del F.C. Oeste, con excepción de los coches-motores Diesel.

La fabricación de piezas de repuestos es compartida por los tres Talleres indistintamente, de acuerdo con las facilidades disponibles y las exigencias del momento.

La tabla adjunta indica la salida de vehículos reparados en los

tres talleres durante el ejercicio financiero 1944/45, y la cantidad de obreros en cada uno al finalizar dicho período.

La falta de espacio, especialmente en R. de Escalada, ha impedido toda ampliación de consideración a través de los años, y al estallar la guerra mundial en el año 1939, era evidente que grandes esfuerzos serían necesarios para poder mantener la producción al nivel imprescindible para asegurar los servicios.

Por un lado, las fuentes de suministro de materiales vitales en el extranjero quedaron virtualmente anuladas, y, por el otro, los pedidos para exportación de los productos agrícolas del país aumentaron, agudizando así el problema de los transportes.

Gracias a las medidas adoptadas, y, en especial, al aprovechamiento de toda clase de material usado, fué posible mantener todo el tren rodante en condiciones de prestar un servicio útil durante todo el período de la guerra. No sólo eso, sino que no fué necesario aumentar el complemento del personal obrero durante el mismo período.

El reacondicionamiento de material usado o de segunda mano representaba una tarea adicional de gran magnitud, especialmente en las secciones herrería, soldadura, tornería y maquinaria, y para poder llevarla a cabo con éxito, era necesario buscar la manera de simplificar o acelerar los trabajos rutinarios normales, y esto sin poder adquirir maquinarias o equipos modernos para tal fin.

Las diversas medidas adoptadas incluyen las siguientes:

Mejoramiento de caminos y construcción de caminos nuevos para facilitar el transporte interno.

Reagrupación de maquinarias, bancos, etc., para reducir el transporte de materiales en reparación.

Provisión de aparejos a aire comprimido, andamios, plataformas, soportes y otros dispositivos, a los efectos de eliminar trabajos pesados manuales y eliminar operaciones innecesarias.

Organización de las reparaciones de coches y vagones en el sistema Cadena con la concentración de los operarios, sus herramientas y los repuestos necesarios en puntos fijos predeterminados, de acuerdo con las características de sus respectivas tareas.

Construcción de «jigs» para simplificar diversos trabajos de labrar, soldar y armar piezas, etc.

La experiencia adquirida durante el período de la guerra ha sido de gran utilidad para señalar los rumbos más convenientes en cuanto a la organización futura de los Talleres, y cuando sea posible adquirir maquinarias y plantel nuevo, dicha experiencia será tenida muy en cuenta.

Finalmente, es una característica de la mayoría de los Talleres ferroviarios de la Argentina, que muchos trabajos deban realizarse a la intemperie, y se considera que esta situación debe eliminarse paulatinamente, pues es obvio que no es posible obtener un ritmo continuo y satisfactorio de producción cuando ocurren las interrupciones inevitables provocadas por el mal tiempo y los extremos de la temperatura.

Taller	EJERCICIO FINANCIERO 1944/45									
	Reparaciones de locomotoras			*Reparaciones de coches*			*Reparaciones de vagones*			*Total personal obrero al 30/6/45.*
	General	*Liviana*	*Total*	*General*	*Liviana*	*Total*	*General*	*Liviana*	*Total*	
Remedios de Escalada, F. C. Sud	220	298	518	736	1005	1741	1340	683	2023	2793
Bahía Blanca, F. C. Sud	28	49	77	1	84	85	1427	1161	2588	568
Liniers, F. C. Oeste	76	24	100	180	403	583	1454	653	2107	1219

RESOLUCION DEL CONGRESO

Se acuerda su publicación en las Memorias del Congreso como ilustración.

INDICE

INDICE

Pág.

TEMA 9

TEMA 10

ESTE LIBRO SE TERMINO DE IMPRIMIR EL DIA 30 DE DICIEMBRE DE 1946 EN LOS TALLERES DE "LA INDUSTRIAL GRAFICA URUGUAYA" (L. I. G. U.) — CERRITO 740. — MONTEVIDEO. — URUGUAY.